

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
17. Juli 2003 (17.07.2003)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
PCT WO 03/058071 A1

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: F04C 2/14, 102 23 659.3 28. Mai 2002 (28.05.2002) DE  
F16N 13/20, F01M 1/02 102 30 040.2 4. Juli 2002 (04.07.2002) DE  
102 37 801.0 17. August 2002 (17.08.2002) DE

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/IB02/05187

(22) Internationales Anmeldedatum:  
9. Dezember 2002 (09.12.2002)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
102 00 977.5 12. Januar 2002 (12.01.2002) DE

(71) Anmelder und  
(72) Erfinder: VOIGT, Dieter [DE/DE]; Harxbütteler Strasse  
8, 38110 Braunschweig (DE).

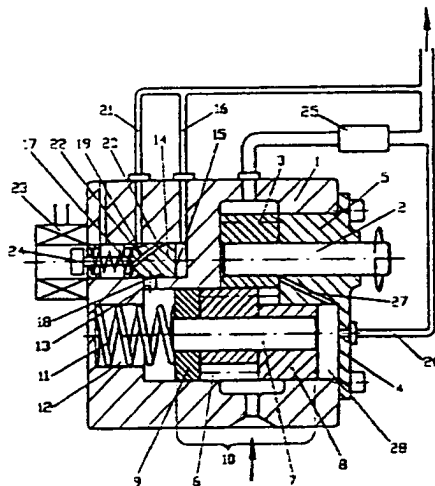
(74) Anwalt: VON REVY, Peter; Büchel, v.Revy & Partner,  
Zedernpark/Bronschhoferstr. 31, Postfach 907, CH-9500  
Wil (CH).

(81) Bestimmungsstaaten (national): AE, AG, AL, AM, AT,  
AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR,  
CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DEVICE FOR PRESSURE REGULATION OF HYDRAULIC PUMPS

(54) Bezeichnung: VORRICHTUNG ZUR DRUCKREGELUNG VON HYDRAULIKPUMPEN



(57) Abstract: A pressure-regulation device for hydraulic pumps, in particular lubricating oil pumps on an internal combustion engine in motor vehicles is disclosed, which works in a variable pressure regulation range depending on the oil pressure requirement by means of a regulating piston with a controlled force application. Using an engine-speed-dependent oil pressure regulation in oil pumps with a supply amount regulation, significant advantages can be achieved in oil pump drive power, such that the fuel consumption of the corresponding internal combustion engine may be reduced. The above is achieved whereby a regulating piston and a regulating spring are provided for control of the supply amount regulator and a control device for the regulating piston is provided. The regulating piston (14, 51, 80) comprises a working area (15, 53, 90) for a permanent oil pressure and may be subjected to an additional force by the control device (23, 29, 56, 71, 73).

(57) Zusammenfassung: Für Hydraulikpumpen und insbesondere Schmierölpumpen von Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren wird eine Druckregelvorrichtung vorgeschlagen, die abhängig vom Öldruckbedarf durch die Verwendung eines Regelkolbens mit einer gesteuerten Kraftbeaufschlagung in einem veränderlichen

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 03/058071 A1

## Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen

5

### Gebiet der Erfindung:

Die Erfindung betrifft Vorrichtungen zur Druckregelung von Hydraulikpumpen, insbesondere für Ölpumpen mit einer Fördermengenregeleinrichtung zur Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren, mit einem Regelkolben sowie einer Regelfeder zur Steuerung der Fördermengenregeleinrichtung und mit einer Ansteuereinrichtung für den Regelkolben. Derartige Regelvorrichtungen haben die Aufgabe, die Förderleistung der Hydraulikpumpe, und insbesondere einer Ölpumpe, an wechselnden Bedarf, z.B. des Schmier Systems eines Verbrennungsmotors hinsichtlich Öldruck und Ölmenge, anzupassen. Hierdurch werden unnötig hohe Öldrücke vermieden, wie auch die Antriebsleistung der Schmierölpumpe im Hinblick auf einen guten Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors gering gehalten.

### Hintergrund der Erfindung:

Bekannte Ölpumpen mit Fördermengenregelung, bei denen sich die Ölfördermenge entsprechend der Ölpumpenauslegung an den Bedarf des zu versorgenden Verbrennungsmotors anpasst, weisen eine geringere Ölpumpenantriebsleistung als Ölpumpen mit Kurzschlussregelung auf. Die Fördermengen werden im wesentlichen durch den Öldruck geregelt, wobei insbesondere bei höheren Motordrehzahlen wie auch bei niedrigen Betriebstemperaturen entsprechende Fördermengenabregelungen stattfinden.

25

Bei einfachen Ölpumpenausführungen mit Fördermengenregelung wird der Öldruck direkt von einer Regelfeder bestimmt. Diese Ausführungsform hat jedoch den Nachteil, dass die Federauslegung entsprechend dem maximalen Öldruckbedarf bei Motorhöchstdrehzahl des Verbrennungsmotors vorzunehmen ist, was dann unnötig hohe Öldrücke mit entsprechend hohen Antriebsleistungen im unteren Drehzahlbereich zur Folge hat. Eine Fördermengenregelung ausschließlich durch eine Regelfeder, wie beispielsweise in DE 3028573 und DE 3528651 vorgeschlagen, führt weiterhin mit zunehmendem Hub der Regelfeder durch deren ansteigende Federkraft zu einer zusätzlichen Öldruckerhöhung, so dass der angestrebte Antriebsleistungsvorteil durch Fördermengenreduzierung infolge des unnötigen Öldruckanstiegs zumindest teilweise wieder kompensiert wird.

35

Die in DE 10043842 A1 vorgeschlagene Außenzahnrad-Ölpumpe mit axialer Zahnradverschiebung vermeidet weitgehend den unerwünschten Öldruckanstieg bei Fördermengen-

abregelung durch eine das Öldruckniveau stabilisierende Drosselregelung. Ihr Öldruck pulsiert bei Regelungsbetrieb jedoch durch eine geringfügige, regelungsbedingt ständige Variation der axialen Eingriffsüberdeckung der beiden Förderzahnräder. Der axialen Zahnradverschiebung entgegenwirkende Reibungskräfte verstärkt diesen Effekt. Für eine  
5 weitere Minimierung von Fördermenge und Öldruck, insbesondere entsprechend dem geringeren Öldruckbedarf bei niedrigen Motordrehzahlen, benötigt diese Drosselregelung zusätzlich elektrische Steuerkomponenten.

10 In der DE 19915737 A1 wird ein Verfahren zum Regeln der Schmierung eines Verbrennungsmotors beschrieben, bei dem die Regelung der Ölpumpe abhängig vom Betriebszustand des Verbrennungsmotors über ein Kennfeld gesteuert wird, wobei die Kenngrößen dem Motorsteuergerät entnommen werden. Ein nicht näher ausgeführtes Stellglied der Ölpumpe setzt die elektrischen Ansteuerungen in Änderungen der Förderleistung der Ölpumpe um.

15 Die DE-C-753580 beschreibt eine Ölpumpe mit einer drehzahlveränderlichen Fördermenge, bei der der Fliehkraftregler einer Einspritzpumpe über eine mechanische Koppelung die Fördermenge der Ölpumpe verändert. Andere Ausgestaltungen regelbarer Ölpumpen sind in der DE-A-37 26 800 und der US-A-4,828,462 zu finden.

20

#### Kurzfassung der Erfindung:

Ausgehend von diesem Stand der Technik ist es Aufgabe der Erfindung eine Regelvorrichtung für Ölpumpen mit einer Fördermengenregeleinrichtung zu schaffen, die abhängig von vorgegebenen Betriebswerten, beispielsweise von der Betriebsdrehzahl  
25 eines Verbrennungsmotors, betriebssicher den Öldruck wie auch die Ölfördermenge weitgehend entsprechend dem hydraulischen Versorgungsbedarf minimiert und damit die Antriebsleistung der Ölpumpe absenkt.

30 Zur Lösung dieser Aufgabe wird eine Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen mit den eingangs genannten Merkmalen vorgeschlagen, die sich dadurch auszeichnet, dass der Regelkolben eine Wirkfläche für ständig anliegenden Öldruck aufweist und von der Ansteuereinrichtung weiterhin mit einer Zusatzkraft beaufschlagbar ist. Dies bewirkt, dass sich der Öldruck zumindest in zwei Regeldruckstufen einstellt. Hierzu bewirkt der von einer Ansteuervorrichtung mit einer veränderlichen Kraft beaufschlagbare Regelkolben die zugehörige Einstellung der Fördermengenregeleinrichtung.  
35

Kurzbeschreibung der Zeichnungen:

Die Erfindung wird anhand folgender Zeichnungen hinsichtlich Funktion und Ausführungsmöglichkeiten näher erläutert. Es zeigen:

- 5    Fig. 1            eine fördermengenregelbare Außenzahnradpumpe mit elektromagnetisch  
                         veränderlicher Kraftbeaufschlagung ihres Regelkolbens;
- Fig. 2            eine fördermengenregelbare Außenzahnradpumpe mit veränderlicher  
                         Kraftbeaufschlagung ihres Regelkolbens durch einen Schrittmotor;
- 10                   Fig. 3            eine fördermengenregelbare Außenzahnradpumpe mit veränderlicher,  
                         hydraulischer Kraftbeaufschlagung eines gestuften Regelkolbens durch  
                         einen fliehkraftbetätigten Schaltkolben;
- 15                   Fig. 4            eine fördermengenregelbare Außenzahnradpumpe mit veränderlicher  
                         Kraftbeaufschlagung ihres Regelkolbens durch ein Elektroventil und/oder  
                         durch eine drehzahlabhängige Öldruckbeaufschlagung;
- Fig. 5            ein weiteres Ausführungsbeispiel, als Variante zu Fig. 3;
- 20                   Fig. 6            eine Alternative zu Fig. 2; und
- Fig. 7            ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer Regeleinheit.

Detaillierte Beschreibung der Zeichnungen

25    Fig. 1 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Druckregelvorrichtung für eine Außenzahnradölpumpe mit Fördermengenregelung. Dabei besteht diese Ölpumpe aus einem Ölpumpengehäuse 1, in dem ein auf einer Antriebswelle 2 fixiertes Antriebszahnrad 3 angeordnet ist. Die Antriebswelle 2 ist in einem zu einem Verschlussdeckel 4 gehörigen Deckelkolben 5 gelagert. Bei einer Fördermengenregelung wird in  
30    bekannter Weise relativ zum Antriebszahnrad 3 ein in kämmendem Eingriff mit ihm stehendes Verschiebezahnrad 6 axial verschoben, so dass dann durch die veränderte Zahn-  
                         eingriffsbreite die Ölfördermenge entsprechend verändert wird.

35    Das Verschiebezahnrad 6 ist auf einem nichtrotierenden Bolzen 7 gelagert, der rechtsseitig einen Verschiebekolben 8 und linksseitig einen Federkolben 9 trägt. Dieser gebildete Verbund wird als Verschiebeeinheit 10 bezeichnet. Die Verschiebeeinheit 10 ist an ihrem

Verschiebekolben 8 ständig mit Öldruck beaufschlagt, während hierzu entgegenwirkend am Federkolben 9 eine Kolbenfeder 11 wie auch ein in der Federkammer 12 wirkender, regelbarer Steuerdruck die Fördermengenregelung vornehmen.

- 5 Die Regelung des in Federkammer 12 wirkenden Steuerdrucks wird über eine Steuerbohrung 13 von einem Regelkolben 14 vorgenommen, der an seiner Wirkfläche 15 über eine Verbindung 16 ständig mit Öldruck beaufschlagt ist. Als Gegenkraft hierzu wirkt linksseitig eine Regelfeder 17 auf den Regelkolben 14. In der gezeigten Regelposition des Regelkolbens 14 befindet sich sein Regelzapfen 18 direkt gegenüberliegend zur Steuerbohrung  
10 13. Der Regelzapfen 18 ist linksseitig von einer Drucknut 19 und rechtsseitig von einer Entlastungsnut 20 begrenzt.

- Da der Regelzapfen 18 geringfügig schmaler als der Durchmesser der Steuerbohrung 13 ist, wird in der gezeigten Regelposition in der Federkammer 12 ein Steuerdruck eingeregelt, der zwischen dem über eine weitere Verbindung 21 in der Drucknut 19 anliegenden Öldruck und einer über die Entlastungsnut 20 einspeisbaren, vollständigen Druckentlastung liegen kann. Über eine Diagonalbohrung 22 in Regelkolben 14 steht die Entlastungsnut 20 mit der Umgebung in Verbindung.

- 20 Sobald der an Wirkfläche 15 anliegende Öldruck die Höhe des maximal erforderlichen Betriebsöldrucks von beispielsweise 5 bar des zugehörigen Verbrennungsmotors überschreitet, erfolgt gegen die Kraft der Regelfeder 17 eine Verschiebung des Regelkolbens 14 im Sinne einer Reduzierung des Steuerdrucks in Federkammer 12. Hierdurch wird die Verschiebeeinheit 10 zum Zwecke einer Fördermengenreduzierung soweit nach links  
25 verschoben, bis der Öldruck den Sollwert von beispielsweise 5 bar erreicht. Eine Unterschreitung des Sollöldrucks von 5 bar führt umgekehrt durch die Regelfeder 17 zu einer Verschiebung von Regelkolben 14 nach rechts, was durch eine Erhöhung des Steuerdrucks in der Federkammer 12 eine entsprechende Steigerung der Fördermenge mit einem daraus resultierenden Öldruckanstieg auslöst.

- 30 Die zur erfindungsgemäßen Absenkung des Öldrucks erforderliche Ansteuereinrichtung des Regelkolbens 14 besteht aus einer Magnetspule 23, die bei entsprechender Ansteuerung durch ein Steuergerät des Verbrennungsmotors über ihren Anker 24 eine magnetische Zusatzkraft auf den Regelkolben 14 ausübt. Eine Veränderung der magnetischen  
35 Zusatzkraft kann vom Steuergerät entweder kontinuierlich oder stufenweise bedarfsorientiert vorgenommen werden, was sich entsprechend auf die Regelung von Öldruck und Fördermenge der Ölpumpe auswirkt.

Die erst hinter dem Ölfilter 25 abzweigenden hydraulische Verbindungen 16, 21 und 26 zum Verschiebekolben 8 und zum Regelkolben 14 haben zwei Vorteile. Zum einen wird durch die Druckregelung der Ölpumpe der Öldruck hinter dem Ölfilter 25 auf das Soll-druckniveau eingeregelt, so dass unabhängig von verschmutzungsbedingt veränderlichen Druckverlusten des Ölfilters 25 ein betriebssicherer Öldruck für die Schmierung des Verbrennungsmotors gewährleistet ist. Zum anderen werden alle Teile der Regeleinrichtung wie auch alle Lagerstellen der Ölpumpe, beispielsweise die Lagerung der Antriebswelle 2 in Deckelkolben 5 über eine Ölbohrung 27 aus Verschiebekammer 28, mit gefiltertem Öl versorgt, so dass die Betriebssicherheit wie auch die Lebensdauer der Ölpumpe erhöht werden.

Fig. 2 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung mit kontinuierlich veränderlicher Öldruckregelung. Zur erfindungsgemäßen Öldruckabsenkung wird anstelle der Magnetspule 23 von Figur 1 hier ein Schrittmotor 29 mit einer verstellbaren Federanlage 30 für die Regelfeder 17 des nun ungeschnitten dargestellten Regelkolbens 14 verwendet. Durch die Grundposition der Federanlage 30 von Regelfeder 17, die sich automatisch ohne elektrische Ansteuerung des Schrittmotors 29 einstellt, ist durch die entsprechende Vorspannung der Regelfeder 17 der maximal erforderliche Betriebsöldruck von beispielsweise 5 bar sichergestellt. Durch ein entsprechend programmiertes Steuergerät des Verbrennungsmotors kann der Öldruck bedarfsgerecht abgesenkt oder bei Sonderanwendungen auch noch weiter erhöht werden.

Fig. 3 zeigt ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Öldruck- und Fördermengenregelung am Beispiel einer Außenzahnradölpumpe, bei der die Ansteuer-einrichtung des Regelkolbens ausschließlich fliehkraftabhängig in zwei drehzahlbezogenen Regeldruckstufen stattfindet. Der nun als Stufenkolben 51 ausgebildete Regelkolben ist aus dem Regelkolben 14 der Fig. 1 bzw. 2 abgeleitet. Er weist linksseitig eine Regelfeder 52 und rechtsseitig eine erste Wirkflächen 53 auf, die ständig mit Öldruck beaufschlagt ist. Eine rechtsseitig zweite Wirkfläche 54 von Stufenkolben 51 ist bei niedrigen Betriebsdrehzahlen des Verbrennungsmotors ebenfalls mit Öldruck beaufschlagt, so dass durch eine Öldruckwirkung an den beiden Wirkflächen 53 und 54 und der entsprechend ausgelegten Regelfeder 52 eine Öldruckregelung bei beispielsweise 2,5 bar der ersten Regeldruckstufe stattfindet. Die bei hohen Drehzahlen motorbedingt erforderliche Öldruckerhöhung auf ein Öldruckniveau von beispielsweise 5 bar der zweiten Regeldruckstufe erfordert für die entsprechende Regelfunktion des Stufenkolbens 51 eine vollständige Druckentlastung der zweiten Wirkfläche 54. Die Ansteuer-einrichtung für die Umschal-

tung zwischen den beiden Regeldruckstufen durch Öldruckbeaufschlagung bzw. Druckentlastung der zweiten Wirkfläche 54 des Stufenkolbens 51 besteht in diesem Ausführungsbeispiel aus einem in Antriebszahnrad 55 angeordneten, drehzahlabhängig wirkenden Fliehkraftventil.

5

Die zu Fig. 3 gehörende Fig. 4 zeigt das kompakte Fliehkraftventil vergrößert. Es besteht aus einem Schaltkolben 56 und einer Schaltkolbenfeder 57. Der Schaltkolben 56 ist aus räumlichen Gründen schräg zur radialen Fliehkraftrichtung ausgerichtet, könnte aber in bestimmten Fällen auch radial ausgerichtet sein, d.h. seine Ausrichtung muß wenigstens eine radiale Komponente haben. Die gestufte Aufnahmebohrung von Schaltkolben 56 und Schaltkolbenfeder 57 kann aus Platzgründen teilweise sogar in einen Zahn des Antriebszahnrades 55 hineinragen. Die gezeigte Position des Schaltkolbens 56 mit entspannter Schaltkolbenfeder 57 entspricht niedrigen Betriebsdrehzahlen bei geringer Fliehkraftwirkung. Ein am Schaltkolben 56 befindlicher Führungszapfen 59 sichert die radiale Führung der Schaltkolbenfeder 57 und verhindert deren fliehkraftbedingte Durchbiegungen.

Der über die Ölbohrung 27 und die zugehörige Umfangsfase des Deckelkolbens 5 am Schaltkolben 56 anliegende Öldruck wirkt über seine Zentralbohrung 60 auch ständig in der Kammer der Schaltkolbenfeder 57. Bei niedrigen Betriebsdrehzahlen wird der Öldruck infolge der in Fig. 4 gezeigten Position des Schaltkolbens 56 über eine Schrägbohrung 61 von Antriebszahnrad 55 und über eine Verbindungsbohrung 62 des Ölpumpengehäuses 63 auf die zweite Wirkfläche 54 von Stufenkolben 51 geleitet, um dadurch die erste Regeldruckstufe mit, beispielsweise 2,5 bar, Öldruck zu aktivieren.

25

Nach Überschreiten der Umschaltdrehzahl zur Aktivierung der zweiten Regeldruckstufe, beispielsweise bei 2500/min, verschiebt sich der Schaltkolben 56 fliehkraftbedingt gegen die Schaltkolbenfeder 57 in seine äußere Endposition. Hierdurch wird zur Öldruckanhebung auf die zweite Regeldruckstufe von 5 bar der Stufenkolben 51 an seiner zweiten Wirkfläche 54 druckentlastet, indem über die Schrägbohrung 61 und eine Umfangsnut 64 von Schaltkolben 56 sowie weitere Querschnitte eine Verbindung zur Mittelbohrung 65 der am rechten Ende offenen Antriebswelle 58 hergestellt wird.

In Anlehnung an Fig. 3 zeigt Fig. 5 ein Ausführungsbeispiel, bei dem der Stufenkolben 51 an seiner zweiten Wirkfläche 54 durch zwei weitere, in Fig. 5 dargestellte, unabhängige Ansteuereinrichtungen mit Öldruck beaufschlagbar ist. Die beiden Ansteuereinrichtungen

35

können, wie in Fig. 5 gezeigt, sowohl in Kombination miteinander in Funktion treten, aber auch jede für sich bei Entfall der anderen Ansteuereinrichtung arbeiten.

Die erste Ansteuereinrichtung weist auf der Antriebswelle 74 eine Spiralnut 73 auf, die  
5 beidseitig von den Umfangsnuten 75 und 76 begrenzt ist. Sie hat eine relativ geringe Nut-  
tiefe und erzeugt bei Rotation der Antriebswelle 74 durch auftretende Ölscherkräfte über  
ihrer Länge ein drehzahlabhängiges Druckgefälle. Die linksseitige Umfangsnut 75 ist über  
die Ölbohrung 27 mit Öldruck beaufschlagt. Die Steigungsrichtung der Spiralnut 73 ist  
10 nun so gewählt, dass bei Rotation der Antriebswelle 74 das in der Spiralnut 73 wirkende  
Druckgefälle einen Druckabbau in der rechtsseitigen Umfangsnut 76 hervorruft. Der  
drehzahlveränderlichen Druck in Umfangsnut 76 wird über eine Längsbohrung der An-  
triebswelle 74 und über eine in Gehäuse 78 befindliche Verbindungsbohrung 79 auf die  
zweite Wirkfläche 54 von Stufenkolben 51 geleitet.

15 Bei Höchstdrehzahl wird der in der Umfangsnut 75 anliegende Öldruck, von beispielswei-  
se 5 bar, durch ein von der Spiralnut 73 erzeugtes, relativ hohes Druckgefälle auf fast 0  
bar in der Umfangsnut 76 reduziert, so dass die zweite Wirkfläche 54 von Stufenkolben  
51 für die gewünschte Druckregelung des Öldrucks bei 5 bar effektiv druckentlastet ist.  
Mit abfallender Drehzahl reduziert sich das Druckgefälle an der Spiralnut 73 kontinuier-  
20 lich, so dass Druck an der zweiten Wirkfläche 54 von Stufenkolben 51 entsprechend an-  
steigt und eine Öldruckregelung bei drehzahlabhängig veränderlichem Druckniveau statt-  
findet.

Die zweite, alleine oder zusammen mit der ersten einbaubare, Ansteuereinrichtung für  
25 den Stufenkolben 51 besteht aus einem Elektroventil 71, das bei elektrischer Aktivierung  
zur Öldruckabsenkung der Ölpumpe den Öldruck auf dessen zweite Wirkfläche 54 schal-  
tet. Damit sind beide Wirkflächen 53 und 54 öldruckbelastet, so dass der Stufenkolben 51  
bereits beispielsweise bei 2,5 bar Öldruck der ersten Regeldruckstufe gegen die Kraft der  
Regelfeder 52 seine Regelfunktion ausübt und den entsprechenden Steuerdruck zur För-  
30 dermengenregelung bereitstellt.

Bei unbestromtem Elektroventil 71 wird die Öldruckzufuhr unterbrochen und über einen  
Entlastungsstutzen 72 am Elektroventil 71 eine Druckent- oder -belastung der zweiten  
Wirkfläche 54 hervorgerufen. Der nun nur noch an der ersten Wirkfläche 53 von Stufen-  
35 kolben 51 anliegende Öldruck verlagert den Regelbeginn dann auf einen höheren Wert,  
beispielsweise 5 bar, der zweiten Regeldruckstufe. Die zweite Regeldruckstufe ist bei  
einer defektbedingten Unterbrechung der elektrischen Anschlüsse des Elektroventils 71



als Sicherheitsöldruck für alle Betriebsbedingungen des Verbrennungsmotors gewährleistet.

In der in Fig. 5 gezeigten, beispielsweise Kombinationsfunktion der beiden Ansteuereinrichtungen kann bei betriebswarmem Verbrennungsmotor durch die Spiralnut 73 eine kontinuierlich drehzahlveränderliche Öldruckregelung durchgeführt werden, wobei das Elektroventil 71 jedoch dann durch eine Zusatzfunktion seine Verbindung zum Stufenkolben 51 geschlossen halten muss. Beim Kaltbetrieb und dann wegen zähflüssigen Öls effektiv nicht nutzbarer Wirkung der Spiralnut 73 tritt dann das Elektroventil 71 in Funktion. Seine zweistufige Öldruckregelung durch eine Druckbeaufschlagung bzw. eine Druckentlastung der zweiten Wirkfläche 54 des Stufenkolbens 51 erfolgt dann in bekannter Weise.

Prinzipiell ist die mit dem Stufenkolben 51 vorgenommene Regelung des Öldrucks auch mehrstufig mit einem entsprechend ausgebildeten Stufenkolben durchführbar. Hierbei wären dann dessen Teilwirkflächen beispielsweise drehzahlversetzt von einer mehrstufig ausgebildeten Ansteuereinrichtung mit Öldruck zu beaufschlagen.

Bei der Verwendung elektrischer Komponenten für die Öldruckregelung eines Verbrennungsmotors ist eine Anordnung der Elektroteile außerhalb des die Ölpumpe aufnehmenden Kurbelraumes von Vorteil. Während zum einen dadurch die Belastung temperatur- und/oder ölempfindlicher Elektroteile reduziert wird, entfallen zum anderen auch die elektrischen Verbindungen zum Kurbelraum, wobei die Zugänglichkeit zu den Elektroteilen, etwa zu Reparaturzwecken, verbessert wird. Das in Fig. 5 gezeigte Elektroventil 71 kann beispielsweise außen am Kurbelgehäuse angebracht sein. Die elektrisch schaltbare Öldruckbeaufschlagung der zweiten Wirkfläche 54 des Stufenkolbens 51 kann dann über Ölbohrungen durch die Flanschfläche der Ölpumpenbefestigung am Kurbelgehäuse erfolgen. Bei der elektrisch erzeugten Wirkung einer Zusatzkraft auf den Regelkolben 14 entsprechend den Fig. 1 oder 2 erfordert jedoch eine kurbelraumexterne Anordnung von Magnetspule 23 bzw. Schrittmotor 29 auch eine Mitverlagerung des Regelkolbens 14.

Das Ausführungsbeispiel in Fig. 6 zeigt alternativ zu Fig. 2 eine Anordnung, bei der der Schrittmotor 29 mit dem Regelkolben 80 in einem gemeinsamen Gehäuse 81 zu einer Regeleinheit 82 zusammengefasst ist. Die außen am Kurbelgehäuse 84 angebrachte Regeleinheit 82 gewährleistet durch einen nun problemlosen Elektroanschluss 83 sowie über eine die Flanschfläche 85 durchdringende Steuerbohrung 87 zur Federkammer 12 der Ölpumpe 86 eine betriebssichere Ölpumpen-Druckregelung.

Zur weiteren Steigerung der Betriebssicherheit wird die Regeleinheit 82 aus einer benachbarten Kurbelgehäuse-Hauptölböhrung 88 mit in Ölfilter 89 gereinigtem Drucköl gespeist. Dieses Drucköl wirkt ständig regelungsrelevant über entsprechende Verbindungsquerschnitte der Regeleinheit 82 stirnseitig auf die Wirkfläche 90 von Regelkolben 80 wie auch über eine Leitung 91 in der Verschiebekammer 28 der Ölpumpe 86. Die notwendige Druckentlastung der Federseite des Regelkolbens 80 wie auch die Ableitung von Öl aus der Federkammer 12 bei einer Fördermengenabregelung erfolgt über entsprechende Verbindungsquerschnitte der Regeleinheit 82 in den zum Innenraum des Kurbelgehäuses 84 offenen Entlastungskanal 92.

- 10 In Fig. 7 ist eine in zwei Regelstufen arbeitende, elektrisch angesteuerte Regeleinheit 100 mit einer Anordnung am Kurbelgehäuse dargestellt. Sie besteht aus dem bereits an Hand der Fig. 5 beschriebenen Stufenkolben 51, einem zugehörigen Gehäuse 101 sowie einem Elektroventil 102. Wie in der Ausführung nach Fig. 6 wird auch bei dieser zweistufigen Druckregelung die Ölpumpe 103 nur noch über die verbindende Steuerbohrung 87 druckgeregelt. Hierdurch, wie auch durch eine ölpumpeninterne Druckbeaufschlagung der Verschiebekammer 28 mit dem Förderöldruck (Entfall der Leitung 91 aus Fig. 6) wird eine vorteilhafte Vereinfachung der Ölpumpe auch bei einer zweistufigen Druckregelung möglich. Ohne elektrische Ansteuerung des Elektroventils 102 ist die zweite Wirkfläche 54 des Stufenkolbens 51 über den in Fig. 7 linken Entlastungskanal 92 druckentlastet, so dass der nur über die erste Wirkfläche 53 vom Öldruck beaufschlagte Stufenkolben 51 mit seiner Regelfeder 52 die Ölpumpendruckregelung dann bei höherem Druckregelniveau ausführt. Dagegen wird mit der elektrischen Ansteuerung des Elektroventils 102 zusätzlich auch die zweite Wirkfläche 54 des Stufenkolbens 51 vom Öldruck beaufschlagt, so dass dann die Druckregelung der Ölpumpe 103 bei abgesenktem Druckregelniveau erfolgt.

- Die erfindungsgemäße Regelung des Öldrucks ist weitgehend unabhängig von der temperaturabhängigen Viskosität des Förderöls. Damit lassen sich durch die vorgeschlagenen Druckregelung für Ölpumpen von Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren nicht nur bei betriebswarmem Motor, sondern insbesondere auch im täglichen Kaltbetrieb mit nach einem Motorstart noch niedrigen Öltemperaturen effektiv geminderte Kraftstoffverbräuche durch nicht unbeträchtlich abgesenkte Ölpumpenantriebsleistungen erzielen.

- Im Rahmen der Erfindung sind zahlreiche Abwandlungen denkbar, beispielsweise können Einzelmerkmale aus verschiedenen der oben beschriebenen Ausführungsformen untereinander und/oder mit dem Stande der Technik kombiniert werden. Auch ist es möglich, daß etwa die Ansteuereinrichtung mehrere der oben genannten Komponenten aufweist.

**Patentansprüche:**

- 5 1. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen, insbesondere für Ölpumpen mit einer Fördermengenregeleinrichtung zur Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren, mit einem Regelkolben sowie einer Regelfeder zur Steuerung der Fördermengenregeleinrichtung und mit einer Ansteuereinrichtung für den Regelkolben, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Regelkolben (14, 51, 80) eine Wirkfläche (15, 53, 90) für ständig anliegenden Öldruck aufweist und von der Ansteuereinrichtung (23, 29, 56, 71, 73, 102) überdies mit einer Zusatzkraft beaufschlagbar ist.
- 10
2. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass bezüglich der Ausbildung der Ansteuereinrichtung wenigstens
- 15 eines der folgenden Merkmale vorgesehen ist
- a) die Ansteuereinrichtung des Regelkolbens (14, 80) ist mit einer Magnetspule (23) mit auf den Regelkolben (14, 80) wirkendem Anker (24) ausgebildet;
- b) die Ansteuereinrichtung des Regelkolbens (14, 80) ist mit einem Schrittmotor (29) zur Verstellung der Federanlage 30 der Regelfeder (17) ausgebildet;
- 20 c) die Ansteuereinrichtung ist mit einem drehzahlabhängiges Fliehkraftventil mit einem Schaltkolben (56) und einer Schaltkolbenfeder (57) ausgebildet;
- d) die Ansteuereinrichtung ist mit einem Elektroventil (71, 102) ausgebildet;
- e) die Ansteuereinrichtung (23, 29, 71, 102) ist derart ausgebildet, daß sie bei einem elektrischen Systemausfall den Öldruck automatisch auf die höchste Regeldruckstufe anhebt.
- 25 f) die Ansteuereinrichtung ist mit einer Spiralnut (73) ausgebildet.
3. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass bezüglich der Ausbildung des Regelkolbens (14, 80) wenigstens eines der folgenden Merkmale vorgesehen ist
- 30 a) der Regelkolben ist als Stufenkolben (51) mit einer zweiten Wirkfläche (54) ausgebildet, die durch die Ansteuereinrichtung (56, 71, 73, 102) mit Öldruck beaufschlagbar oder druckentlastbar ist;
- 35 b) ein gestufter Regelkolben ist mehrstufig ausgebildet und von einer entsprechend mehrstufig ausgebildeten Ansteuereinrichtung mit Öldruck beaufschlagbar.

4. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaltkolben (56) mit seiner Achse einen Winkerversatz zur radialen Fliehkrafttrichtung aufweist.
5. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaltkolben (56) wie auch die Schaltkolbenfeder (57) innerhalb eines Förderzahnrades (55) mit teilweisem Eintauchen in einen Förderzahn angeordnet ist.
6. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Schaltkolben (56) einen Führungszapfen (59) zur Radialführung der Schaltkolbenfeder (57) aufweist.
7. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Öldruck zur Druckbeaufschlagung der Wirkflächen (15, 53, 54, 90) des Regelkolbens (14, 51, 80) hinter einem Ölfiter (25, 89) abgezweigt wird.
8. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass elektrische Komponenten der Ölpumpenregelung (23, 29, 71, 82, 102) außerhalb von Ölräumen angeordnet sind und über hydraulische Leitungen (87, 91) mit der Ölpumpe (78, 86, 103) in Verbindung stehen.
9. Vorrichtung zur Druckregelung von Hydraulikpumpen nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Regelkolben (14, 80) mit dem Schrittmotor (29) bzw. mit der Magnetspule (23) und/oder dem Elektromagnetventil (102) in einem gemeinsamen Gehäuse (81, 101) zu einer Regeleinheit (82, 100) zusammengefasst ist.

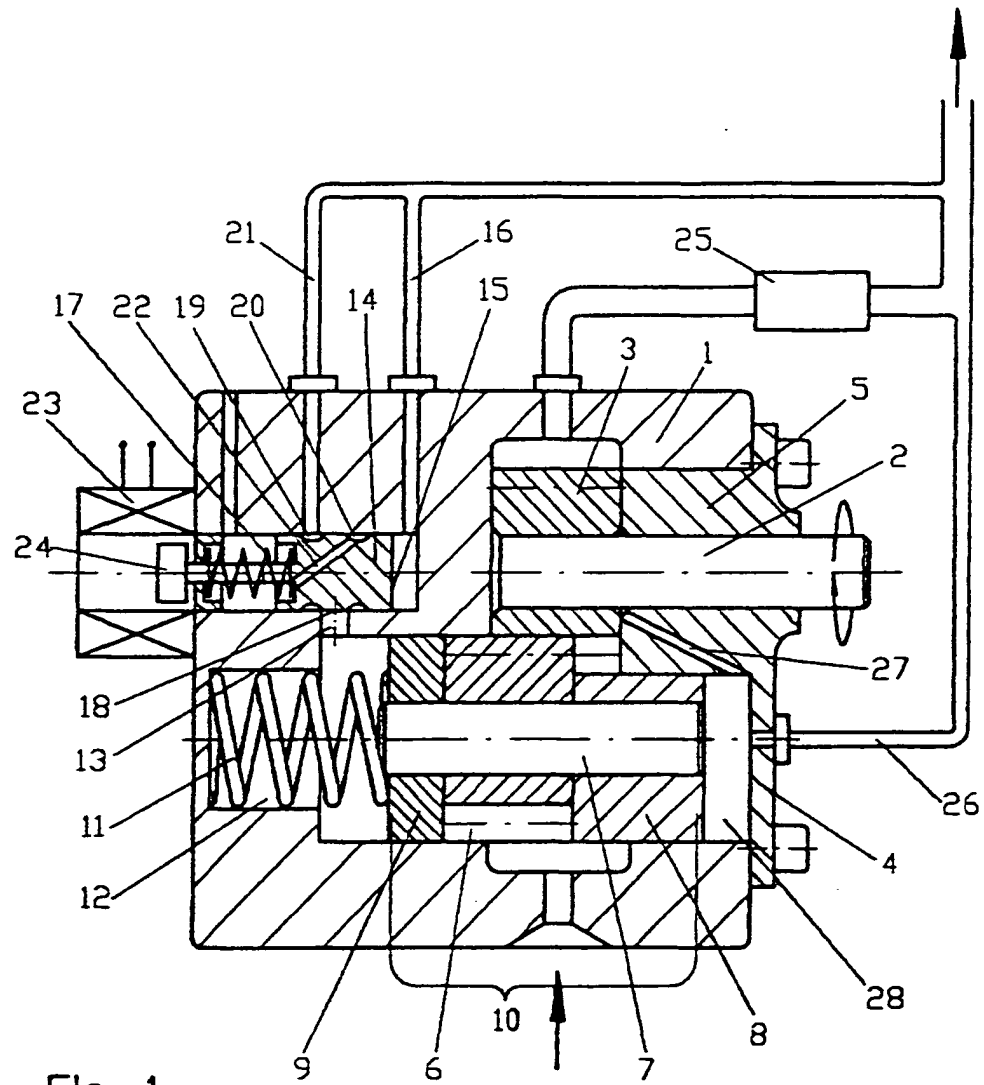


Fig. 1

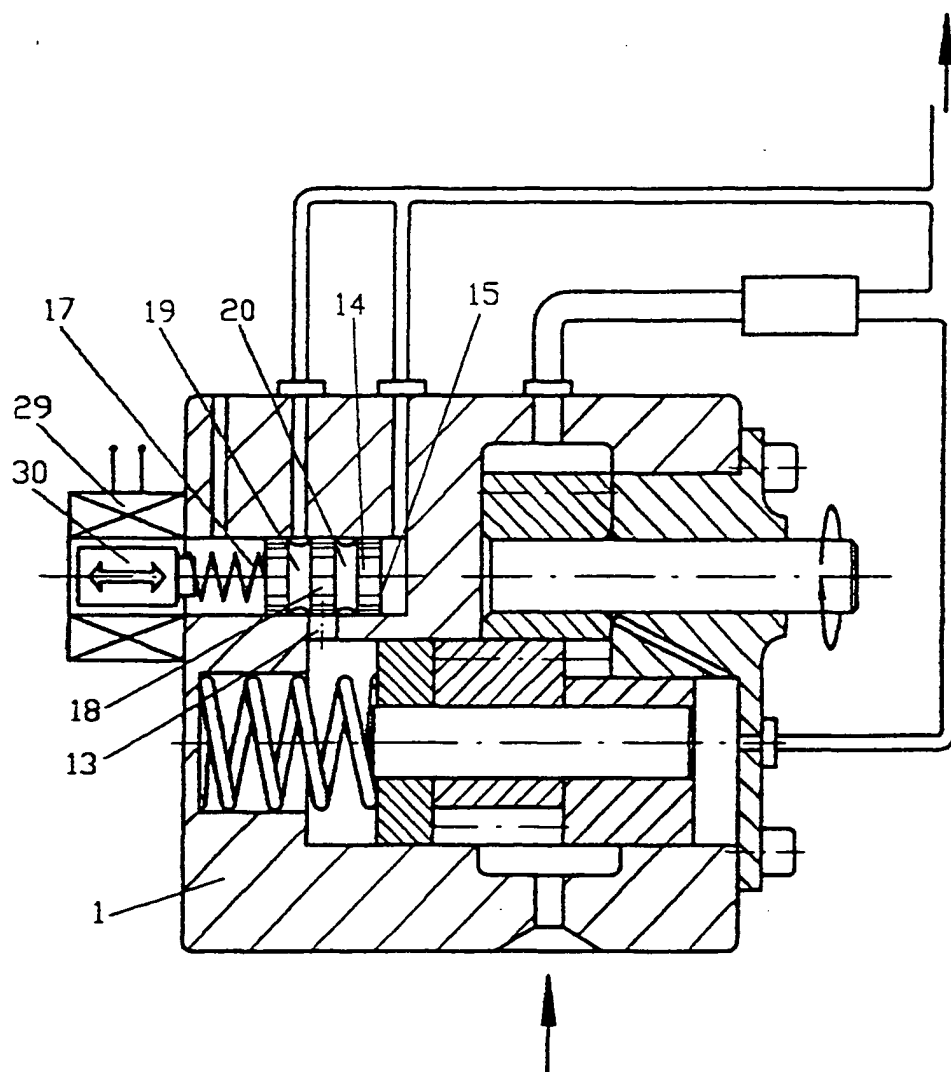


Fig. 2

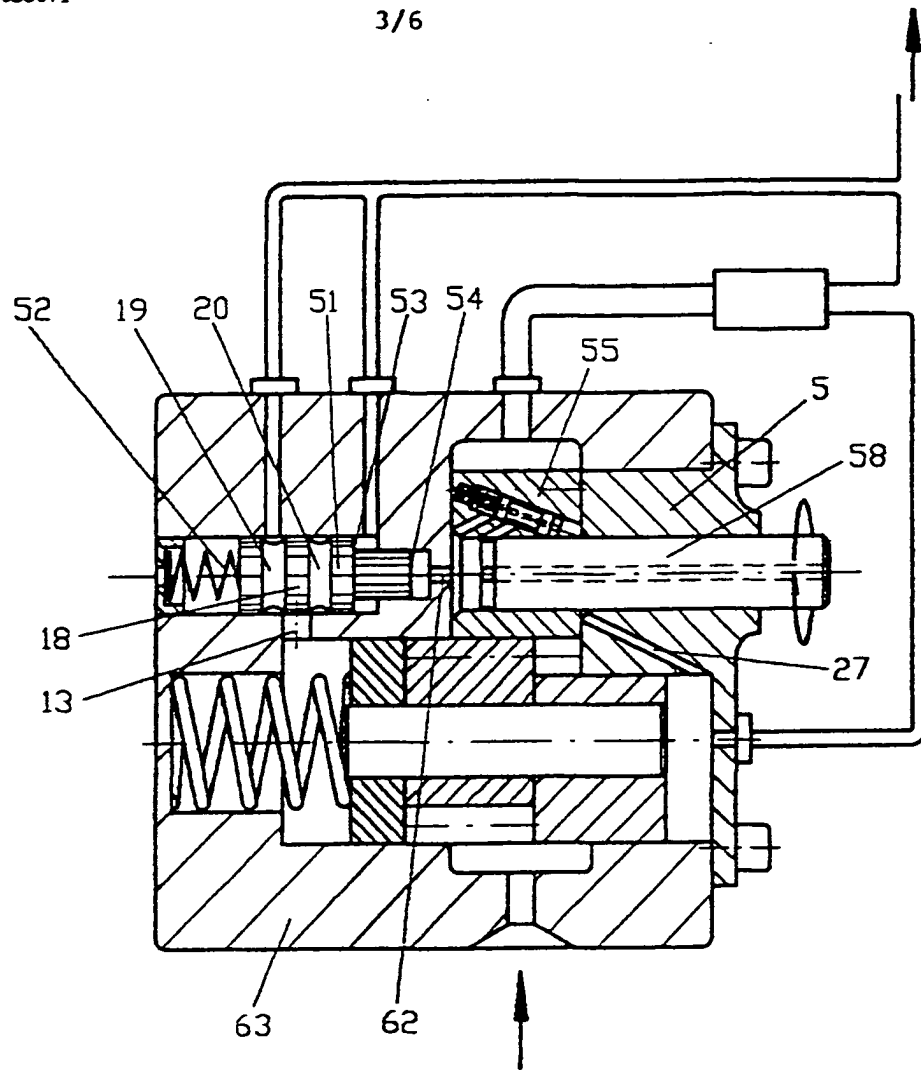


Fig. 3

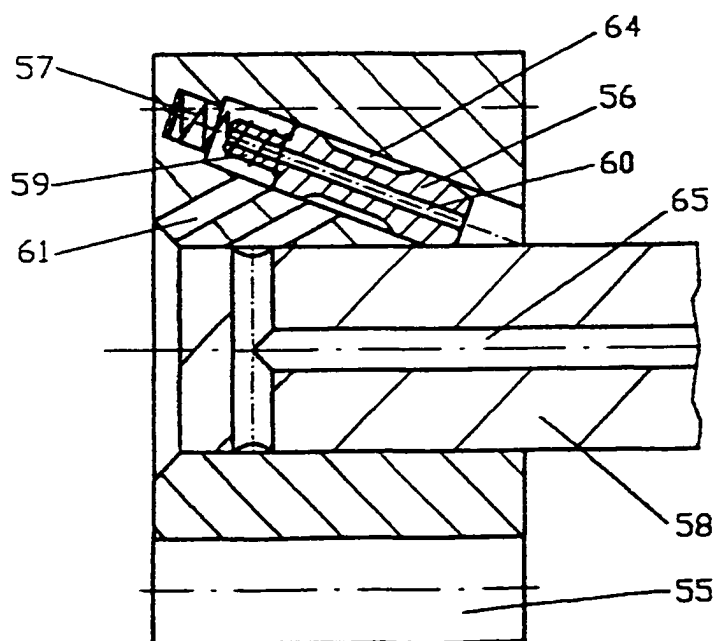


Fig. 4

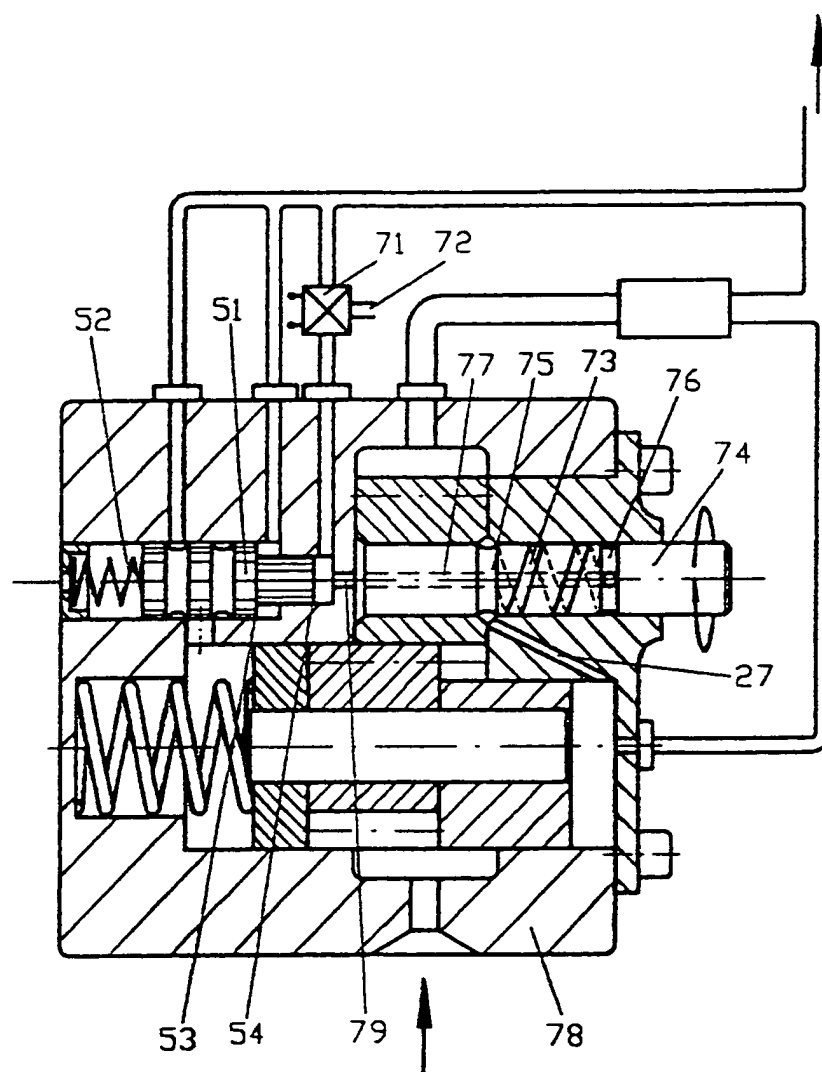


Fig. 5



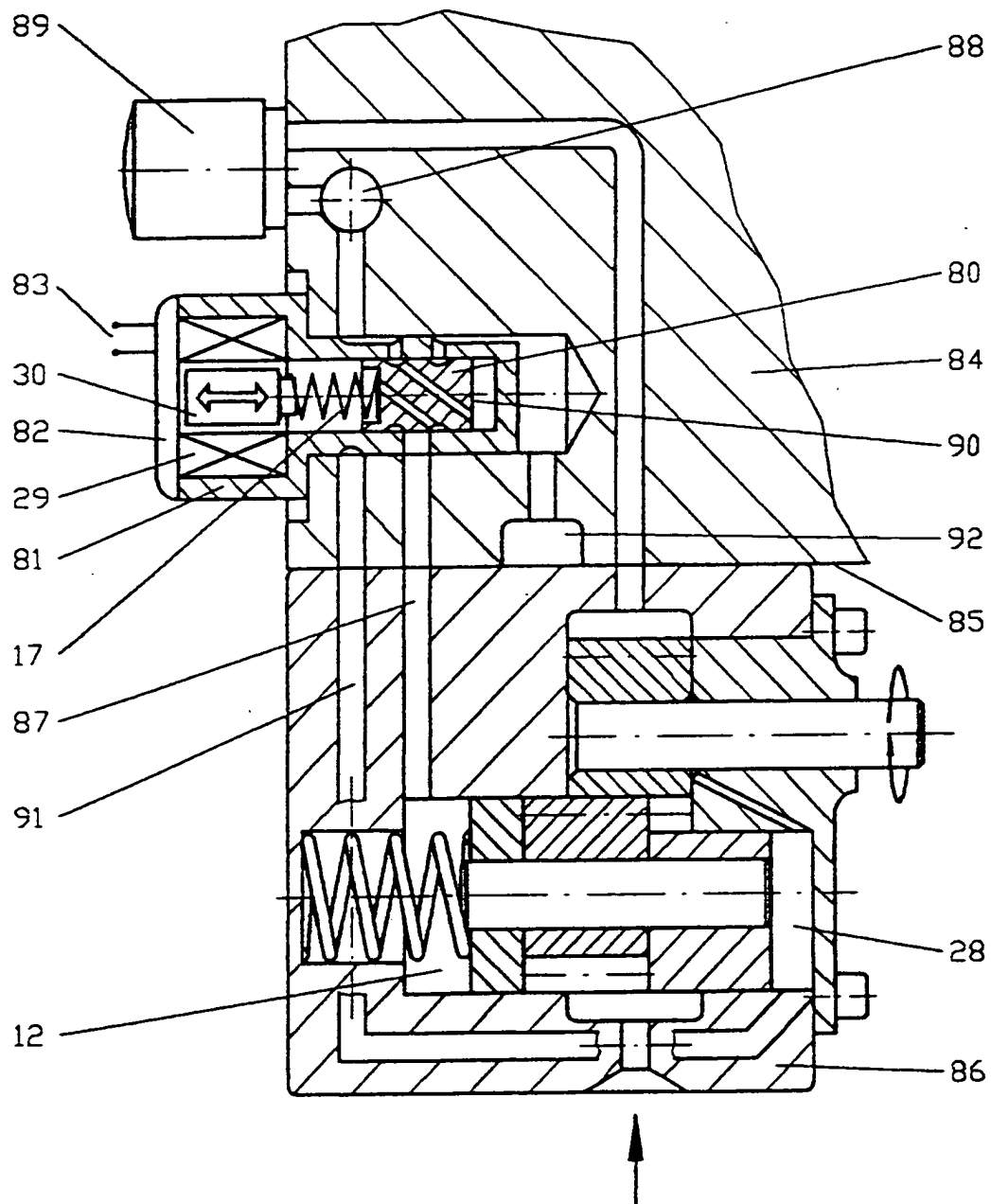
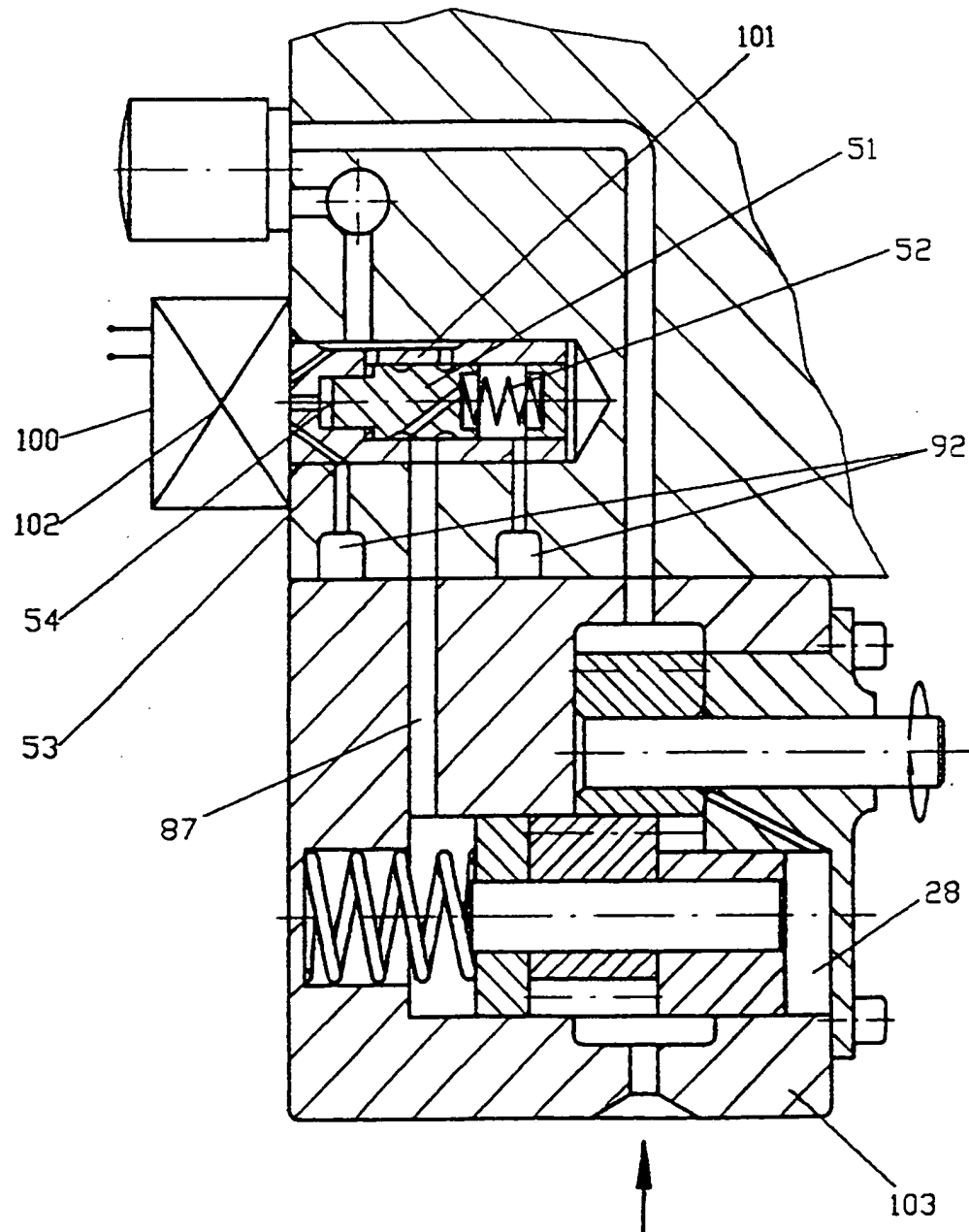


Fig. 6



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/IB 02/05187

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F04C2/14 F16N13/20 F01M1/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F04C F16N F01M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 40 38 549 C (MERCEDES-BENZ AG) 9 January 1992 (1992-01-09) column 2, line 25 -column 2, line 66; figure 1	1,2
A	EP 1 130 262 A (VOLKSWAGENWERK AG) 5 September 2001 (2001-09-05) cited in the application column 1, line 35 -column 6, line 16; figure 2	1
A	DE 44 44 819 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20 June 1996 (1996-06-20) column 1; figures	1
	-/-	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.☒ Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"Z" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

14 March 2003

Date of mailing of the international search report

28/03/2003

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentkan 2  
NL - 2280 HW Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Vedoato, L

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/IB 02/05187

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1996, no. 05, 31 May 1996 (1996-05-31) & JP 08 014164 A (UNISIA JECS CORP), 16 January 1996 (1996-01-16) abstract	1
A	DE 38 24 398 A (BARMAG BARMER MASCHF) 2 February 1989 (1989-02-02) column 2, line 19 -column 1, line 58; figures 1,2	1
A	FR 2 673 676 A (RENAULT ;FEV FORSCHUNGSGESELLSCHAFT ENE (FR)) 11 September 1992 (1992-09-11) page 4, line 6 -page 7, line 21; figures 2,4	1

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/IB 02/05187

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 4038549	C	09-01-1992	DE 4038549 C1 JP 4301148 A	09-01-1992 23-10-1992
EP 1130262	A	05-09-2001	DE 10043842 A1 EP 1130262 A2	06-09-2001 05-09-2001
DE 4444819	A	20-06-1996	DE 4444819 A1	20-06-1996
JP 08014164	A	16-01-1996	NONE	
DE 3824398	A	02-02-1989	DE 3824398 A1	02-02-1989
FR 2673676	A	11-09-1992	FR 2673676 A1	11-09-1992

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Int. — nationales Abkürzzeichen

PCT/IB 02/05187

**A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES**  
 IPK 7 F04C2/14 F16N13/20 F01M1/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
 IPK 7 F04C F16N F01M

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 40 38 549 C (MERCEDES-BENZ AG) 9. Januar 1992 (1992-01-09) Spalte 2, Zeile 25 - Spalte 2, Zeile 66; Abbildung 1	1,2
A	EP 1 130 262 A (VOLKSWAGENWERK AG) 5. September 2001 (2001-09-05) in der Anmeldung erwähnt Spalte 1, Zeile 35 - Spalte 6, Zeile 16; Abbildung 2	1
A	DE 44 44 819 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20. Juni 1996 (1996-06-20) Spalte 1; Abbildungen	1

-/-

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

- \*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- \*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- \*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen in Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie angegeben)
- \*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Auslieferung oder andere Maßnahmen bezieht
- \*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfindenderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfindenderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*Z\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

14. März 2003

Abmeldedatum des internationalen Recherchenberichts

28/03/2003

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5618 Patenten 2  
 NL - 2280 HV Rijswijk  
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl  
 Fax (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Beauftragter

Vedoato, L

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1996, no. 05, 31. Mai 1996 (1996-05-31) & JP 08 014164 A (UNISIA JECS CORP), 16. Januar 1996 (1996-01-16) Zusammenfassung ----	1
A	DE 38 24 398 A (BARMAG BARMER MASCHF) 2. Februar 1989 (1989-02-02) Spalte 2, Zeile 19 -Spalte 1, Zeile 58; Abbildungen 1,2 -----	1
A	FR 2 673 676 A (RENAULT ;FEV FORSCHUNGSGESELLSCHAFT ENE (FR)) 11. September 1992 (1992-09-11) Seite 4, Zeile 6 -Seite 7, Zeile 21; Abbildungen 2,4 -----	1

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Abkürzungen

PCT/IB 02/05187

Im Recherchenbericht angeführtes Patendokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 4038549	C	09-01-1992	DE	4038549 C1	09-01-1992
			JP	4301148 A	23-10-1992
EP 1130262	A	05-09-2001	DE	10043842 A1	06-09-2001
			EP	1130262 A2	05-09-2001
DE 4444819	A	20-06-1996	DE	4444819 A1	20-06-1996
JP 08014164	A	16-01-1996	KEINE		
DE 3824398	A	02-02-1989	DE	3824398 A1	02-02-1989
FR 2673676	A	11-09-1992	FR	2673676 A1	11-09-1992





GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

SE, SI, SK, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

(84) Bestimmungsstaaten (regional): ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT,

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Druckregelbereich arbeitet. Durch eine drehzahlabhängige Öldruckregelung werden bei Ölpumpen mit Fördermengenregelung nennenswerte Vorteile in der Ölpumpenantriebsleistung erzielt, so dass der Kraftstoffverbrauch des zugehörigen Verbrennungsmotors entsprechend reduziert wird. Zu diesem Zweck sind ein einem Regelkolben sowie eine Regelfeder zur Steuerung der Fördermengenregelung und eine Ansteuereinrichtung für den Regelkolben vorgesehen. Der Regelkolben (14, 51, 80) weist eine Wirkfläche (15, 53, 90) für ständig anliegenden Öldruck auf und ist von der Ansteuereinrichtung (23, 29, 56, 71, 73) mit einer Zusatzkraft beaufschlagbar.



## (12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED ACCORDING TO THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) WORLD INTELLECTUAL PROPERTY ORGANIZATION WIPO  
International Office

(43) International Publication Date:  
17 July 2003 (17.07.2003)

(10) International Publication No.:  
PCT WO 03/058071 A1

(51) International Patent Classification:  
F04C 2/14 F16N 13/20, F01M 1/02

(21) International File No.:  
PCT/IB02/05187

(22) International Date of Deposit:  
9 December 2002 (09.12.2002)

(25) Language of Deposit: German

(26) Language of Publication: German

(30) Priority Information:  
102 00 977.5 12 January 2002 (12.01.2002) DE  
102 23 659.3 28 May 2002 (28.05.2002) DE  
102 30 040.2 4 July 2002 (04.07.2002) DE  
102 37 801.0 17 Aug. 2002 (17.08.2002) DE

(71) Applicants and  
(72) Inventors:  
Dieter Voigt [DE/DE];  
Harxbürtler Strasse 8,  
38110 Braunschweig (DE).

(74) Agent:  
Peter von Revy; Büchel, v. Revy & Partner,  
Zedernpark/Bornschoferstr. 31, PO Box 907,  
CH-9500 Wil (CH).

(81) Designated countries (*national*): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated countries (*regional*): ARIPO Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM); European Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR); OAPI Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)

Published:  
- with international search report

*For two-letter codes and other abbreviations, refer to "Explanatory Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of every regular issue of the PCT Gazette.*

(54) Title: DEVICE FOR PRESSURE REGULATION OF HYDRAULIC PUMPS

(57) Abstract: [in English and German]

## **Device for Pressure Regulation of Hydraulic Pumps**

### **Field of the Invention**

The invention relates to devices for pressure regulation of hydraulic pumps, in particular oil pumps having a flow rate regulating means for fuel oil supply of internal combustion engines, having a regulating piston and a regulating spring to control the flow rate regulating means, and having a triggering means for the regulating piston. The function of such regulating devices is to adapt the delivery capacity of the hydraulic pump, and in particular an oil pump, to varying demand, for example of the lubricating system of an internal combustion engine, in terms of oil pressure and oil flow. In this way, unnecessarily high oil pressures are avoided, and the drive output of the lubricating oil pump is kept low with a view to good efficiency of the internal combustion engine.

### **Background of the Invention**

Known oil pumps having flow rate regulation, in which the oil flow rate, in accordance with the oil pump design, adapts itself to the internal combustion engine to be supplied, exhibit a lower oil pump drive output than oil pumps with short circuit regulation. The delivery rates are regulated essentially by the oil pressure, where especially at higher engine speeds as well as at low operating temperatures, corresponding flow rate adjustments occur.

In simple oil pump designs with flow rate regulation, the oil pressure is determined directly by a regulating spring. This design, however, has the disadvantage that the spring must be designed in accordance with the maximum oil pressure requirement at top speed of the internal combustion engine, leading to unnecessarily

high oil pressures with correspondingly high drive outputs in the lower speed range. A flow rate regulation exclusively by means of a regulating spring, as proposed for example in DE 3,028,573 and DE 3,528,651, moreover leads, with increasing stroke of the regulating spring due to its increasing spring action, to an additional oil pressure rise, so that the intended gain in drive power is at least partly compensated again by flow rate reduction due to the unnecessary oil pressure rise.

The outer gear oil pump with axial gear displacement proposed in DE 10,043,842 A1 to a large extent avoids the undesirable oil pressure rise upon flow rate reduction by means of a throttle regulation stabilizing the oil pressure level. However, its oil pressure pulsates in regulated operation, due to a slight regulation-related continual variation of the axial engagement overlap of the two delivery gears. The forces of friction counteracting the axial gear displacement intensify this effect. For further minimization of flow rate and oil pressure, in particular according to the lower oil pressure demand at low engine speeds, this throttle regulation calls for additional electrical control components.

DE 19,915,737 A1 describes a method of regulating the lubrication of an internal combustion engine in which the regulation of the oil pump is controlled as a function of the operating condition of the internal combustion engine by way of a diagram, the characteristics being taken from the engine control unit. A servo element of the oil pump, not further detailed, converts the electrical triggerings into changes in the delivery capacity of the oil pump.

DE C 753,580 discloses an oil pump having a delivery rate variable with rotational speed, in which the centrifugal regulator of an injection pump varies the

delivery rate of the oil pump by way of a mechanical coupling. Other forms of regulable oil pumps may be found in DE A 37 26 800 and US A 4,828,482.

#### Short Description of the Invention

Departing from this prior art, the object of the invention is to create a regulating device for oil pumps having a flow rate regulating means dependably minimizing the oil pressure as well as the oil delivery rate largely in accordance with the hydraulic supply demand, as a function of the operating speed of an internal combustion engine, and hence lowering the drive power of the oil pump.

To accomplish this object, a device for pressure regulation of hydraulic pumps having the features originally named, distinguished in that the regulating piston comprises an effective area for oil pressure in continuous contact and is moreover subject to an additional force by the triggering means. This has the result that the oil pressure sets itself at least in two regulating pressure stages. For this purpose the regulating piston, subjectable to a variable force from a triggering means, effects the corresponding adjustment of the flow rate control means.

#### Brief Description of the Drawings

The invention will be illustrated in more detail with reference to the following drawings as to function and possible embodiments. In the drawings,

Fig. 1 shows a flow rate regulable external gear pump with electromagnetically variable force acting upon its regulating piston;

Fig. 2 shows a flow rate regulable external gear pump with variable force acting upon its regulating piston by way of a step motor;

Fig. 3 shows a flow rate regulable external gear pump with variable hydraulic force acting upon a stepped regulating piston by way of a centrifugal force actuated shift piston;

Fig. 4 shows a flow rate regulable external gear pump with variable force acting upon its regulating piston by way of an electric valve and/or by way of an oil pressure action dependent on rotational speed;

Fig. 5 shows another embodiment by way of example as variant to Fig. 3;

Fig. 6 shows an alternative to Fig. 2; and

Fig. 7 shows a preferred embodiment of a regulating valve by way of example.

#### Detailed Description of the Drawings

Fig. 1 shows a first embodiment by way of example of the pressure regulating device according to the invention for an external gear pump with flow rate regulation. Here this oil pump consists of an oil pump housing 1 in which a drive gear 3 fixed on a drive shaft 2 is arranged. The drive shaft 2 is mounted in a cover piston 5 belonging to a closure cover 4. In flow rate control, in known manner, a shift gear 6 in engagement therewith is shifted axially relative to the drive gear 3, so that then the oil delivery rate is varied correspondingly by the changed breadth of engagement.

The shift gear 6 is mounted on a non-rotating pin 7, bearing a shift piston 8 on the right side and a spring piston 9 on the left side. This assembly is referred to as the shift unit 10. The shift unit 10 is constantly under oil pressure at its shift piston 8, whereas, counteracting this, on the spring piston 9 a piston spring 11 as well as a regulable control pressure acting in the spring chamber 12 carry out the flow rate control.

The regulation of the control pressure acting in the spring chamber 12 is carried out through a control bore 13 by a regulating piston 14 constantly acted upon by oil pressure at its effective area 15 by way of a connection 16. As counterweight to this, a regulating spring 17 acts on the left side upon the regulating piston 14. In the position of the regulating piston 14 shown, its regulating pin 18 is located directly opposed to the control bore 13. The regulating pin 18 is bounded on the left by a compression groove 19 and on the right by a relief groove 20.

Since the regulating pin 18 is slightly narrower than the diameter of the control bore 13, in the regulating position shown a control pressure is regulated in the spring chamber 12 which may lie between the oil pressure acting in the compression groove 19 by way of another connection 21 and a complete pressure relief introducible by way of the relief groove 20. By way of a diagonal bore 22 in the regulating piston 14, the relief groove 20 is connected to the surroundings.

As soon as the oil pressure applied to the area 15 exceeds the level of the maximum required operating oil pressure of for example 5 bars of the corresponding internal combustion engine, a shift of the regulating piston 14 against the force of the regulating spring 17 takes place in the direction of reducing the control pressure in the spring chamber 12. This shifts the shift unit 10 for purposes of flow rate reduction far enough to the left so that the oil pressure reaches the target value of for example 5 bars. Conversely, a failure to reach the target oil pressure of 5 bars leads by way of the regulating spring 17 to a shift of regulating piston 14 to the right, which by way of an increase in the control pressure in the spring chamber 12 leads to a corresponding augmentation of the flow rate with a resulting rise in oil pressure.

The triggering means of the regulating piston 14, required for the lowering of oil pressure according to the invention, consists of a magnetic coil 23 exerting a magnetic supplementary force on the regulating piston 14 by way of its armature 24. An alteration of the magnetic supplementary force may be performed by the control unit either continuously or stepwise, oriented by the demand, and this correspondingly affects the regulation of oil pressure and delivery rate of the oil pump.

The hydraulic connections 16, 21 and 26 to the shift piston 8 and the regulating piston 14, not branching off until after the oil filter 25, have two advantages. In the first place, the pressure regulation of the oil pump regulates the oil pressure behind the oil filter 25 to the target pressure level, so that independently of pressure losses in the oil filter 25, variable due to soilage, a dependable service oil pressure is assured for lubrication of the engine. In the second place, all parts of the regulating means as well as all bearings of the oil pump, for example the mounting of the drive shaft 2 in the cover piston 5 over an oil bore 27 from the shift chamber 28 is supplied with filtered oil, so that the dependability as well as the service life of the oil pump are enhanced.

Fig. 2 shows another embodiment of the invention by way of example with continuously variable oil pressure regulation. For oil pressure lowering according to the invention, instead of the magnetic coil 23 of Fig. 1, here a step motor 29 having an adjustable spring contact 30 for the regulating spring 17 of the regulating piston 14 now shown unstepped is employed. The base position of the spring contact 30 of the regulating spring 17, which automatically adjusts without electric triggering of the step motor 29, ensures the corresponding bias voltage of the regulating spring 17 of the



maximum required operating oil pressure of for example 5 bars. By means of a correspondingly programmed control unit of the engine, the oil pressure can be lowered to demand or, in special applications, elevated still further.

Fig. 3 shows a preferred embodiment of the oil pressure and flow rate regulation according to the invention in the example of an external gear pump in which the triggering means of the regulating piston acts exclusively depending on centrifugal force in two speed-related regulating pressure stages. The regulating piston, now configured as step piston 51, is derived from the regulating piston 14 of Figs. 1, 2. On the left side it comprises a regulating spring 52 and on the right side first active areas 53, continuously acted upon by oil pressure. A second active area 54 on the right side of the step piston 51, at low operating speeds of the engine, is likewise acted upon by oil pressure, so that an oil pressure effect at the two active areas 53 and 54 and the correspondingly designed regulating spring 52 effects an oil regulation of the first regulating pressure stage at for example 2.5 bars. The oil pressure rise required by the engine at high speeds to an oil level of for example 5 bars of the second regulating pressure stage requires the corresponding regulating function of the step piston 51 to yield a complete pressure relief of the second active area 54. The triggering means for the switch between the two regulating pressure stages by oil pressure action or pressure relief of the second active area 54 of the step piston 51 consists, in this embodiment by way of example, of a speed-dependently acting centrifugal force valve arranged in the drive gear 55.

The Fig. 4 belonging to Fig. 3 shows the compact flow force valve enlarged. It consists of a shift piston 56 and a shift piston spring 57. The shift piston 56, for

reasons of space, is arranged oblique to the radial centrifugal direction, but might in certain cases be oriented radially as well, i.e. its direction must at least have a radial component. The stepped receiving bore of the shift piston 56 and shift piston spring 57 may even, for reasons of space, project partly into a tooth of the drive gear 55. The position of the shift piston 56 as shown, with relieved shift piston spring 57, corresponds to low service speeds with little centrifugal effect. A guide pin 59 located on the shift piston 56 ensures the radial guidance of the shift piston spring 57 and prevents its deflections due to centrifugal force.

The oil pressure acting on the shift piston 56 by way of the oil bore 27 and the corresponding peripheral phase of the cover piston 5 also acts continuously in the chamber of the shift piston spring 57 by way of its central bore 60. At low operating speeds, the oil pressure, owing to the position of the shift piston 56 as shown in Fig. 4, acts by way of an oblique bore 61 of the drive gear 55 and by way of a connecting bore 62 of the oil pump housing 63 on the second active area 54 of the step piston 51, in order thereby to activate the first regulating pressure stage of for example 2.5 bars oil pressure.

After exceeding the shift speed to activate the second regulating pressure stage, for example at 2500/minute, the shift piston 56 is centrifugally displaced against the shift piston spring 57 in its outer end position. By this, for oil pressure elevation through the second pressure regulating stage of 5 bars, the step piston 51 is relieved of pressure at its second active area 54, inasmuch as a connection to the central bore 65 of the drive shaft 58 open at the right-hand end is established by way of the

oblique bore 61 and a peripheral groove 64 of the shift piston 56 and other cross-sections.

In analogy to Fig. 3, Fig. 5 shows an embodiment by way of example in which the step piston 51 at its second active area 54 may be subjected to oil pressure by the two additional independent triggering means shown in Fig. 5. The two triggering means may, as indicated in Fig. 5, function either in combination with each other or else each alone, eliminating the other triggering means.

The first triggering means comprises a spiral groove 73 on the drive shaft 74, bounded on both sides by the peripheral grooves 75 and 76. It has a comparatively small depth, and upon rotation of the drive shaft 74, due to oil shear stresses, exhibits a speed-dependent pressure gradient over its length. The left-side peripheral groove 75 is acted upon by oil pressure by way of the oil bore 27. The direction of slope of the spiral groove 73 is now so chosen that upon rotation of the drive shaft 74, the pressure gradient acting in the spiral groove 73 produces a pressure reduction in the right-side peripheral groove 76. The speed-variable pressure in the peripheral groove 76 is passed by way of a longitudinal bore of the drive shaft 74 and by way of a connecting bore 79 located in the housing 78 to the second active area 54 of the step piston 51.

At peak speed, the oil pressure prevailing in the peripheral groove 75, for example 5 bars, is reduced to nearly 0 bar in the peripheral groove 76 by the relatively high pressure gradient generated in the spiral groove 73, so that the second active area 54 of step piston 51 is effectively relieved for the desired pressure regulation of the oil pressure at 5 bars. With declining speed, the pressure gradient in the spiral

groove 73 is reduced continuously, so that the pressure at the second area 54 of the step piston 51 rises correspondingly, and an oil pressure regulation at speed-dependently variable pressure level takes place.

The second triggering means for the step piston 51, installable alone or together with the first, consists of an electric valve 71 that shifts the oil pressure to the second active area 54 upon electric activation of the oil pump for oil pressure lowering. Then both active areas 53 and 54 are oil pressure loaded, so that the step piston 51 exerts its regulating function against the force of the regulating spring 52 for example at only 2.5 bars oil pressure of the first regulating pressure stage, and furnishes the corresponding control pressure for flow rate regulation.

When the electric valve 71 is not live, the oil pressure supply is interrupted, and a pressure unloading or loading of the second active area 54 is produced by way of a relief nozzle 72 at the electric valve 71. The oil pressure, now acting only at the first active area 53 of the step piston 51, displaces the commencement of regulation to a higher level, for example 5 bars, of the second regulating pressure stage. The second regulating pressure stage as safety pressure is available upon interruption of the electrical connections of the electric valve 71 due to a defect, for all operating conditions of the engine.

In the combination function of the two triggering means as shown in Fig. 5, when the engine is warm in operation, the spiral groove 73 can perform a continuously speed-variable oil pressure regulation, in which, however, the electric valve 71 must then keep its connection to the step piston 51 closed by an additional function. In cold operation, and then because action of the spiral groove 73 is not effective due to

viscous oil, the electric valve 71 goes into operation. Its two-stage oil pressure regulation by imposition of pressure or relief of pressure on the second active area 54 of the step piston 51 then takes place in known manner.

In principle, the oil pressure regulation performed with step piston 51 can also be carried out multistage with a correspondingly configured step piston. Here, these partial active areas should then be subjected to oil pressure, for example speed-displaced, by a triggering means of multistage configuration.

In the use of electrical components for oil pressure regulation of an internal combustion engine, an arrangement of the electric parts outside of the crankcase accommodating the oil pump is advantageous. Whereas in the first place this reduces the load of temperature and/or oil-sensitive electric parts, in the second place the electric connections to the crankcase are also eliminated, improving accessibility of the electric parts, say for repair purposes. The electric valve 71 shown in Fig. 5 may for example be mounted outside on the crankcase. The electrically shiftable oil pressure action on the second active area 54 of the step piston 51 can then take place by way of oil bores through the flange surface of the oil pump mounting on the crankshaft. However, with the electrically generated action of an additional force on the regulating piston 14 of Fig. 1 or 2, an arrangement outside the crankcase of magnetic coil 23 and/or step motor 29 also requires accompanying displacement of the regulating piston 14.

The embodiment in Fig. 6, alternatively to Fig. 2, shows an arrangement in which the step motor 29 is combined with the regulating piston 80 in a common housing 81 to form a regulating unit 82. The regulating unit 82 attached to the crankcase 84 on

the outside, now ensures a dependable oil pump pressure regulation by virtue of a now problem-free electric connection 83 and by way of a control bore 87 penetrating the flange area 85 to the spring chamber 12 of the oil pump 86.

For further enhancement of dependability, the regulating unit 82 is supplied from a neighboring main crankcase bore 88 with oil under pressure, purified in oil filter 89. This oil under pressure acts continuously in regulation-relevant manner by way of corresponding connecting cross-sections of the regulating unit 82 frontally on the active area 90 of regulating piston 80, as also by way of a line 91 in the displacement chamber 28 of the oil pump 86. The necessary pressure relief of the spring side of the regulating piston 80 as well as the diversion of oil from the spring chamber 12 in a flow rate deregulation takes place by way of corresponding connecting cross-sections of the regulating unit 82 into the relief passage 92, open to the inner chamber of the crankcase 84.

Fig. 7 shows an electrically triggered regulating unit 100 with an attachment to the crankcase. It consists of the step piston 51 already described with reference to Fig. 5, an associated housing 101 and an electric valve 102. As in the embodiment according to Fig. 5, in this two-stage pressure regulation also, the oil pump 103 is pressure-regulated by way of the connecting control bore 87 only. This, as well as an internal oil pump pressurization of the displacement chamber 28 with the delivery oil pressure (elimination of the line 91 in Fig. 6), makes possible an advantageous simplification of the oil pump, even with two-stage pressure regulation. Without electrical triggering of the electric valve 102 the second active area 54 of the step piston 51 is pressure-relieved by way of the left-hand relief passage 92 in Fig. 7, so

that the regulating spring 52 of the step piston 51, acted upon by oil pressure only by way of the first active area 53, performs the oil pump pressure regulation at a higher level. On the other hand, with electrical triggering of the electric valve 102, the second active area 54 of step piston 51 is acted upon by oil pressure additionally as well, so that then the pressure regulation of the oil pump 103 takes place at a lowered level.

The oil pressure regulation according to the invention is largely independent of the temperature-dependent viscosity of the oil delivered. Thus the proposed pressure regulation for oil pumps of motor vehicle internal combustion engines will achieve effectively diminished fuel consumption due to not inconsiderably lower oil pump drive outputs not only with engine warmed but also in daily cold operation, with oil temperatures still low after the engine has been started.

Within the scope of the invention, numerous modifications are conceivable; for example, single features of various ones of the embodiments described above may be combined with each other and/or with the prior art. It is also possible that the triggering means, say, may comprise several of the components mentioned above.

## Claims

1. Device for pressure regulation of hydraulic pumps, in particular oil pumps having a delivery rate regulating means for lubrication oil supply of internal combustion engines, having a regulating piston and a regulating spring to control the delivery rate regulating means and having a triggering means for the regulating piston, **characterized** in that the regulating piston (14, 51, 80) comprises an active area (15, 53, 90) for oil pressure in continuous contact, and moreover capable of being acted upon by the triggering means (23, 29, 56, 71, 73, 102) with an additional force.

2. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to claim 1, **characterized** in that respecting the configuration of the triggering means, at least one of the following features is provided:

- a) That the triggering means of the regulating piston (14, 80) is configured with a magnetic coil (23) with armature (24) acting on the regulating piston (14, 80);
- b) That the triggering means of the regulating piston (14, 80) is configured with a step motor (29) to adjust the spring contact (30) of the regulating spring (17);
- c) That the triggering means is configured with a speed-dependent centrifugal valve having a shift piston (56) and a shift piston spring (57);
- d) That the triggering means is configured with an electric valve (71, 102);
- e) That the triggering means (23, 29, 71, 102) is of such configuration that in event of an electrical system failure, it automatically raises the oil pressure to the highest regulating pressure level;
- f) That the triggering means is configured with a spiral groove (73).



3. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that respecting the configuration of the regulating piston (14, 80), at least one of the following features is provided:

- a) That the regulating piston is configured as a step piston (51) having a second active area (54) capable of being subjected to oil pressure or relieved by the triggering means (56, 71, 73, 102);
- b) That a stepped regulating piston is configured in multistage manner and capable of being acted upon by oil pressure from a triggering means of corresponding multistage configuration.

4. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that the axis of the shift piston (56) exhibits an angular displacement from the direction of radial centrifugal force.

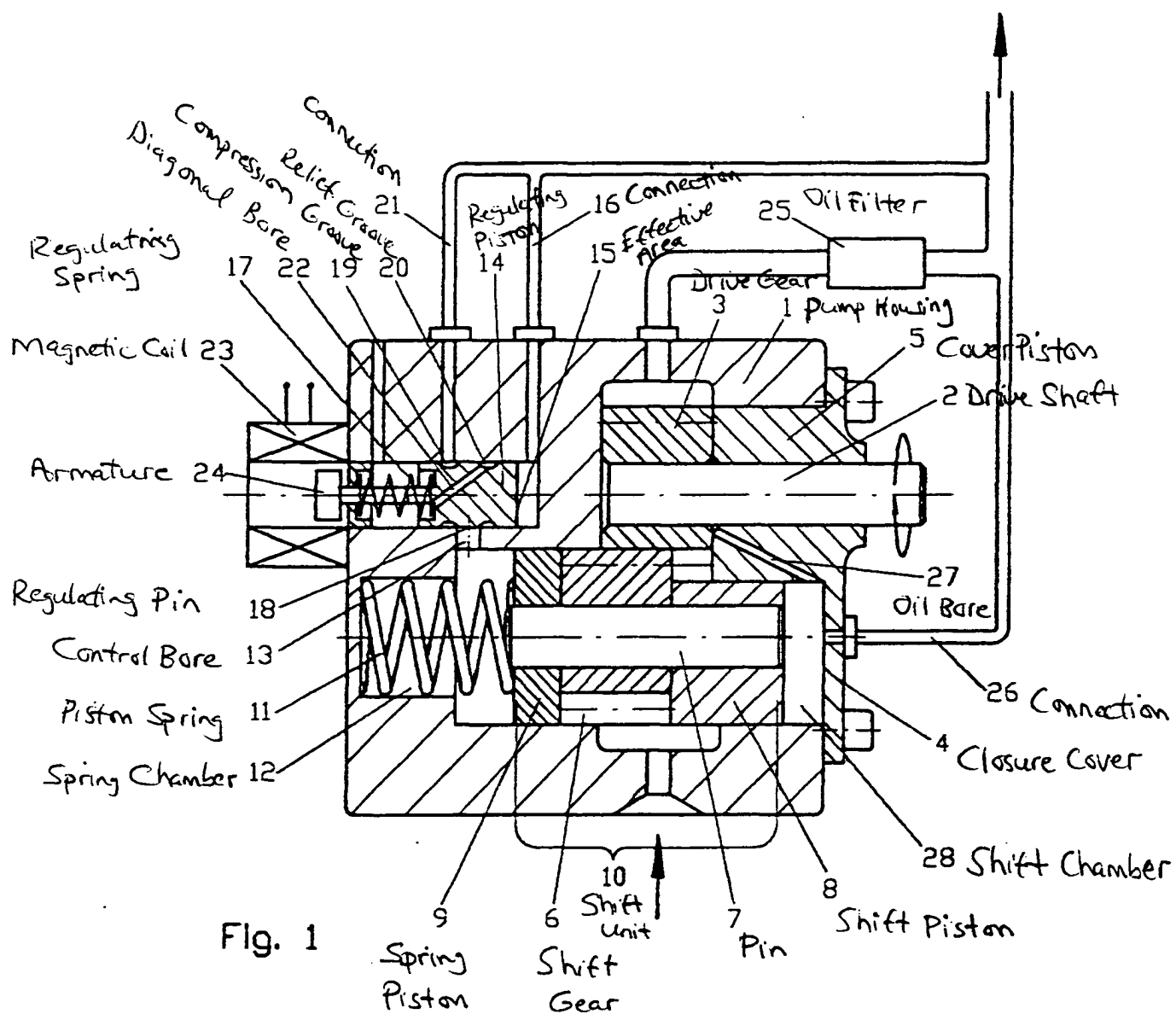
5. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that the shift piston (56) as well as the shift piston spring (57) is arranged inside a feed gear (55) dipping partially into a feed tooth.

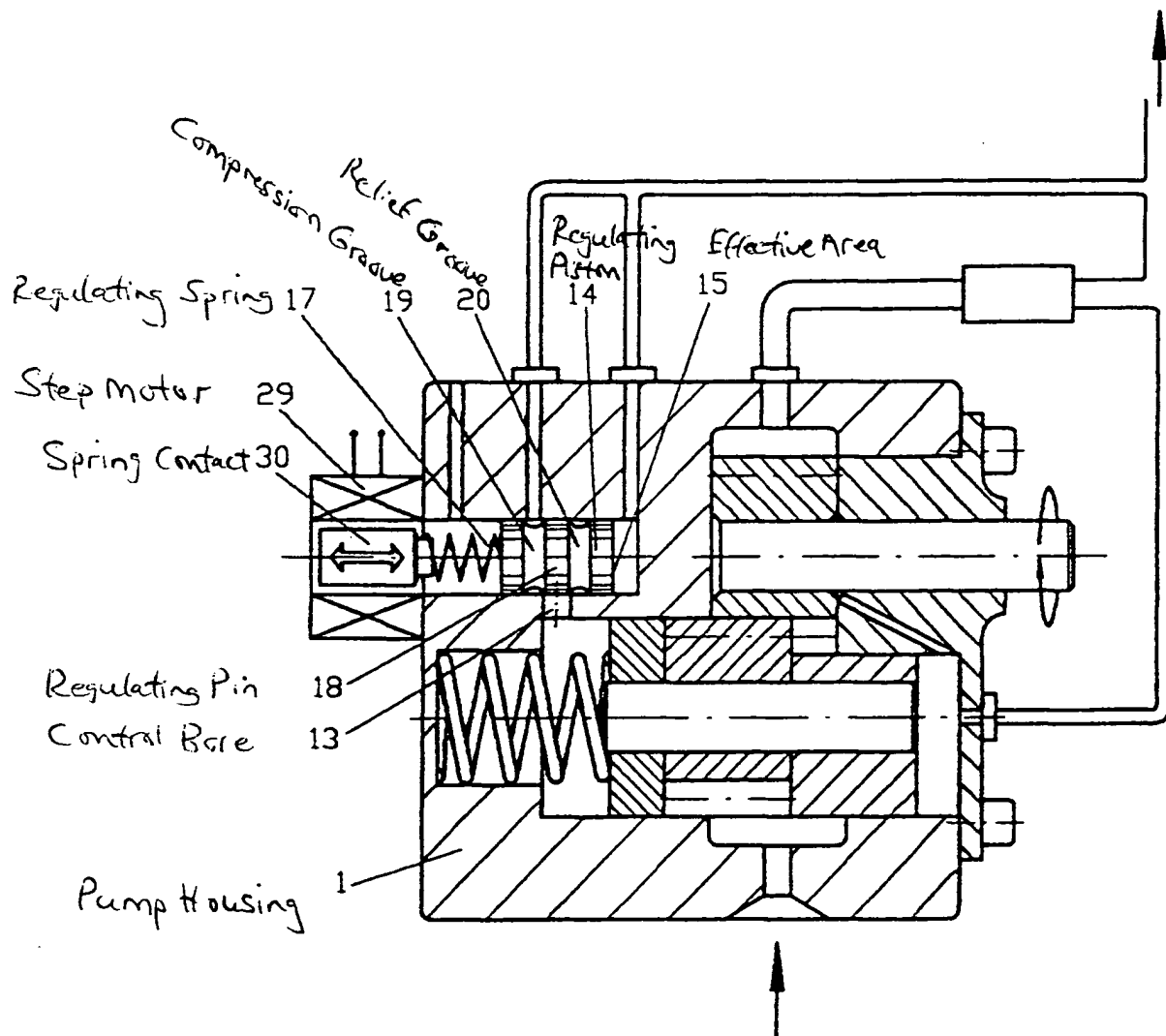
6. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that the shift piston (56) comprises a guide pin (59) for radial guidance of the shift piston spring (57).

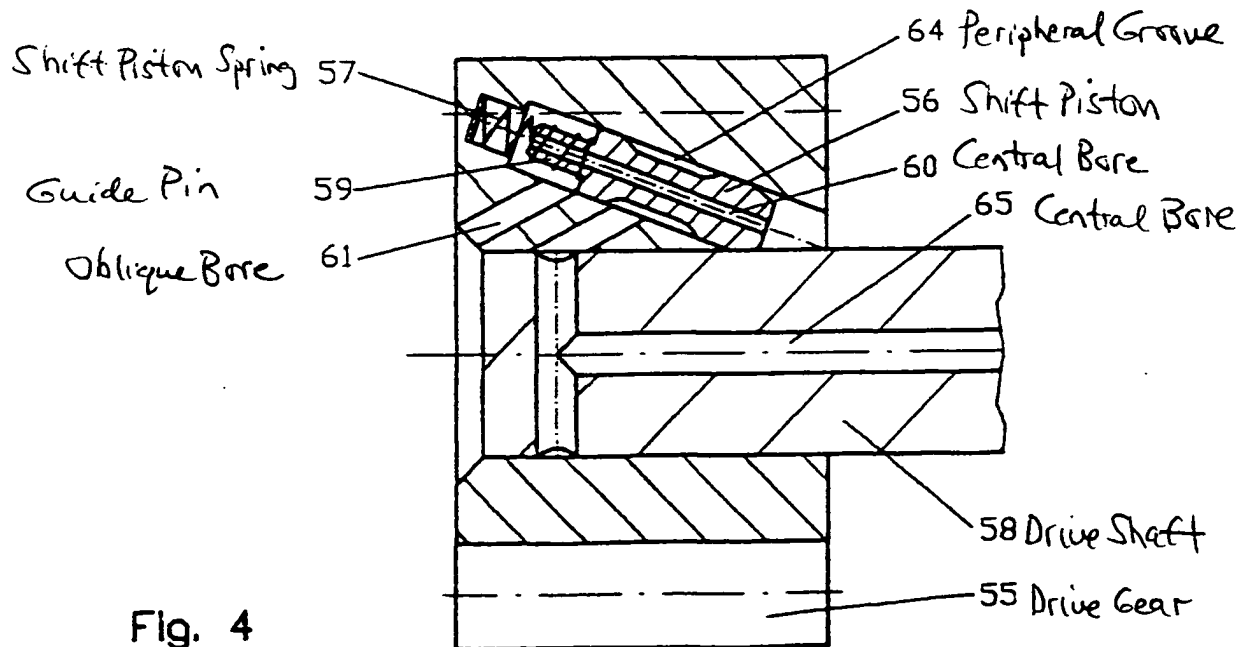
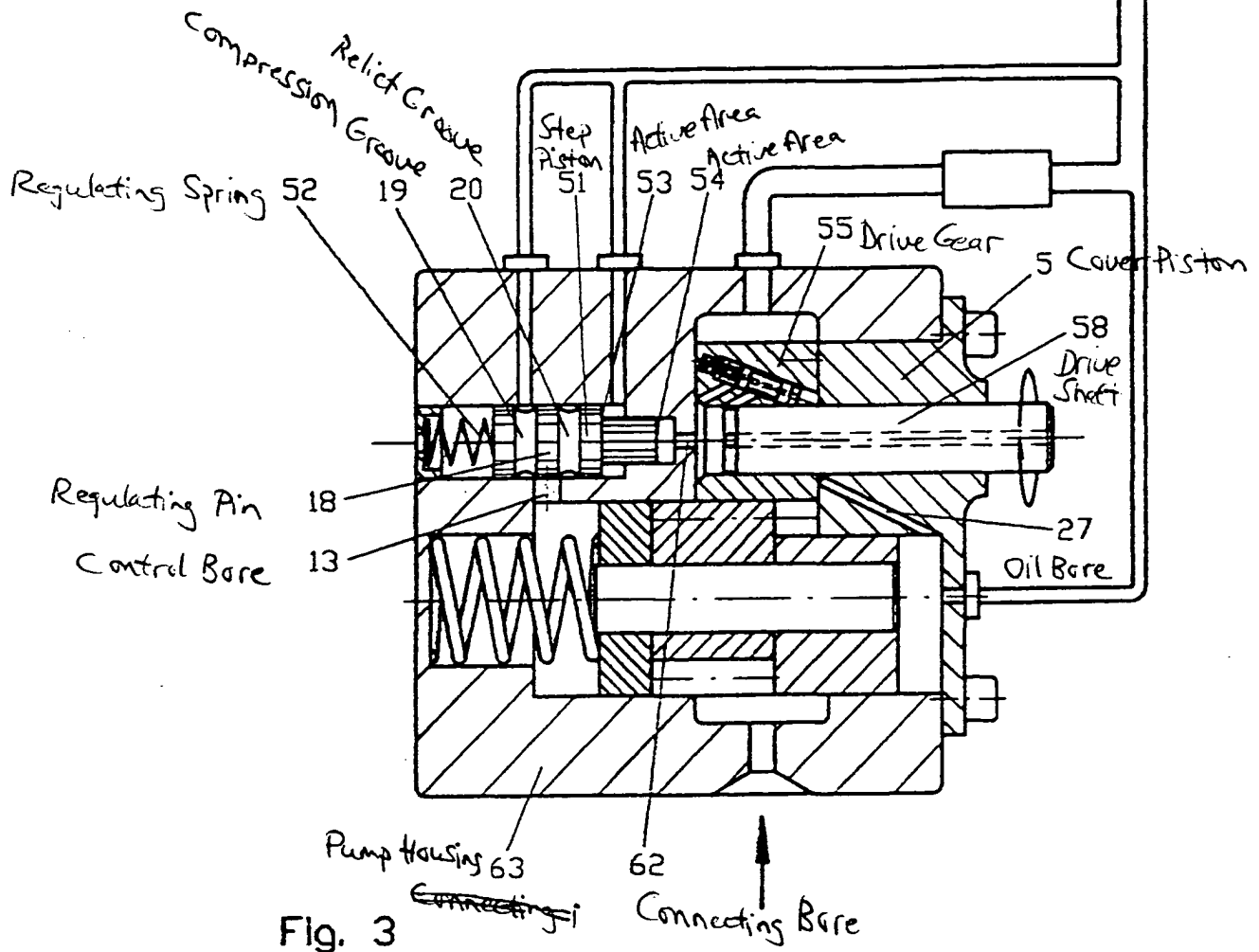
7. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that the oil pressure is branched off behind an oil filter (25, 89) for action of pressure on the active areas (15, 53, 54, 90) of the regulating piston (14, 51, 80).

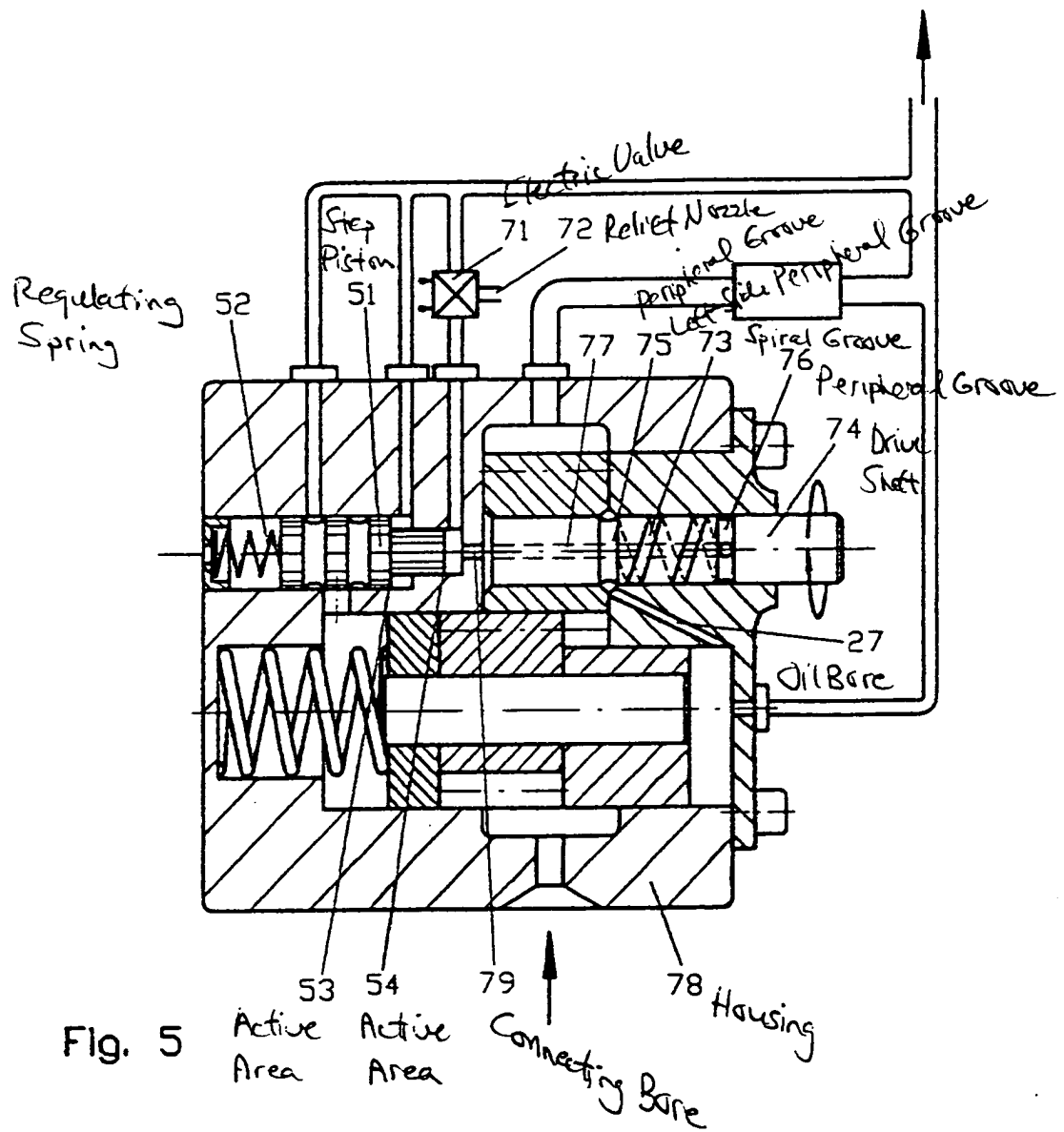
8. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that electrical components of the oil pump regulation (23, 29, 71, 82, 102) are arranged outside of oil chambers and in communication with the oil pump (78, 86, 103) by way of hydraulic lines (87, 91).

9. Device for pressure regulation of hydraulic pumps according to one or more of the preceding claims, **characterized** in that the regulating piston (14, 80) is combined with the step motor (29) and/or with the magnetic coil (23), and/or the electric valve (102), in a common housing (81, 101) to form one regulating unit (82, 100).









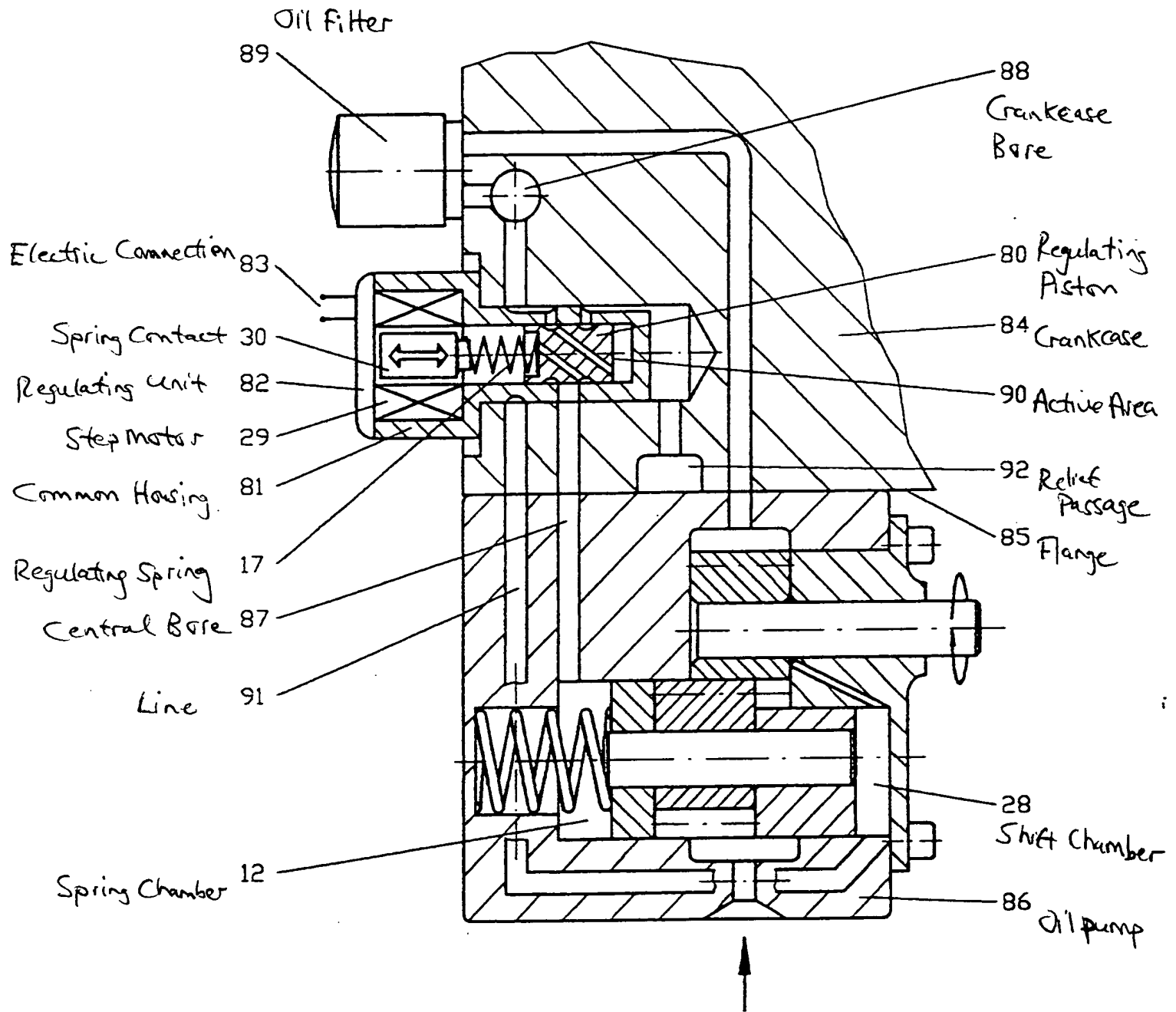


Fig. 6

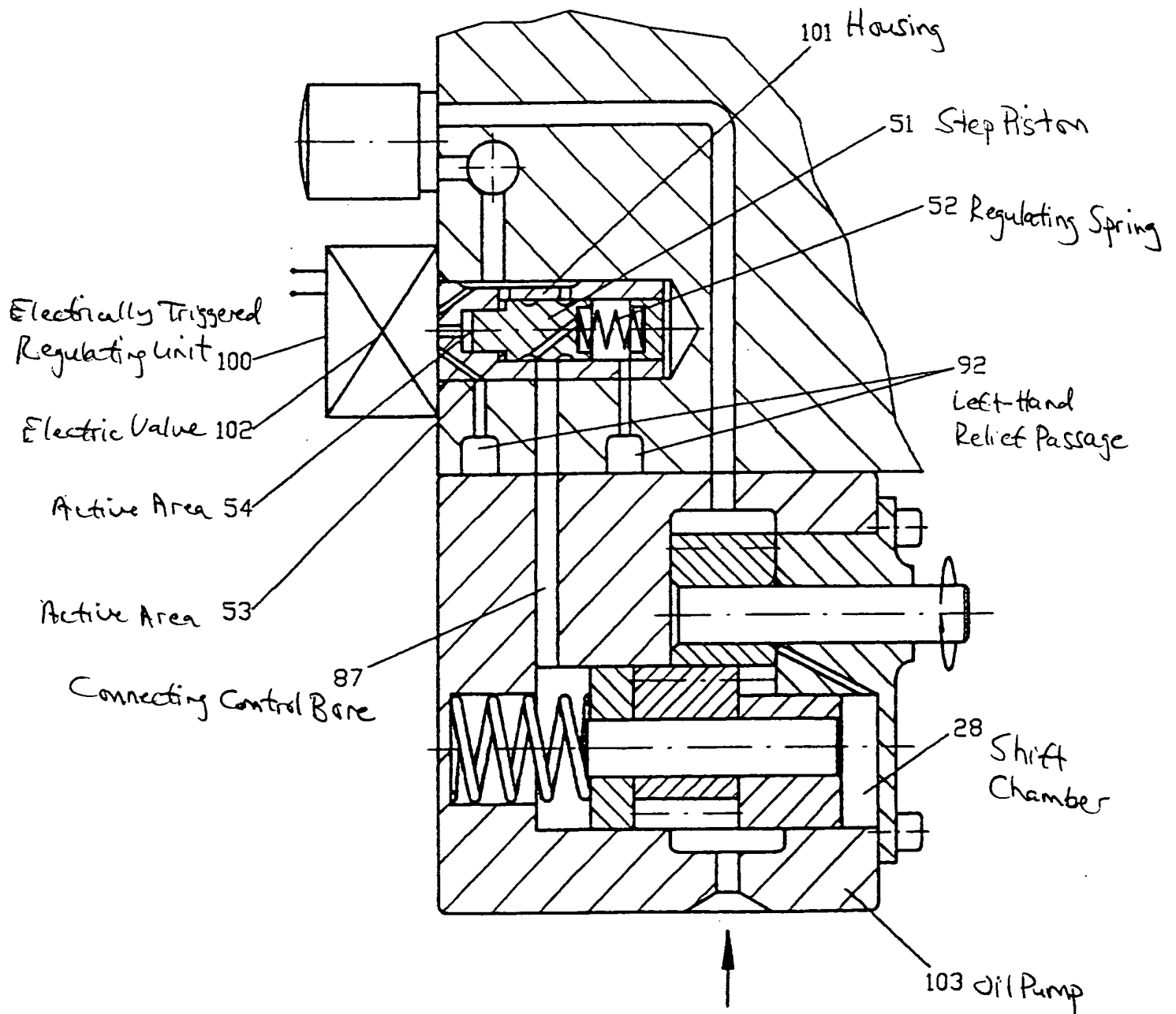


Fig. 7



**International Application No**

PCT/IB 02/05187

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

IPC 7 F04C2/14 F16N13/20 F01M1/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F04C F16N F01M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

### C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 40 38 549 C (MERCEDES-BENZ AG) 9 January 1992 (1992-01-09) column 2, line 25 -column 2, line 66; figure 1	1,2
A	EP 1 130 262 A (VOLKSWAGENWERK AG) 5 September 2001 (2001-09-05) cited in the application column 1, line 35 -column 6, line 16; figure 2	1
A	DE 44 44 819 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20 June 1996 (1996-06-20) column 1; figures	1

-/-

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents :

\*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

**\*E** earlier document but published on or after the international filing date

\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

\*O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

\*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

<sup>†</sup> later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

**\*&** document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

**14 March 2003**

Date of mailing of the international search report

**28/03/2003**

Name and mailing address of the ISA  
European Patent Office, P.B. 5618 Patentlaan 2  
NL - 2260 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Authorized officer \_\_\_\_\_

**Vedoato, L**

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/IB 02/05187

C. (Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1996, no. 05, 31 May 1996 (1996-05-31) & JP 08 014164 A (UNISIA JECS CORP), 16 January 1996 (1996-01-16) abstract -----	1
A	DE 38 24 398 A (BARMAG BARMER MASCHF) 2 February 1989 (1989-02-02) column 2, line 19 -column 1, line 58; figures 1,2 -----	1
A	FR 2 673 676 A (RENAULT ;FEV FORSCHUNGSGESELLSCHAFT ENE (FR)) 11 September 1992 (1992-09-11) page 4, line 6 -page 7, line 21; figures 2,4 -----	1

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

— PATENT FAMILY MEMBERS —

International Application No.

PCT/IB 02/05187

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 4038549	C	09-01-1992	DE 4038549 C1	09-01-1992
			JP 4301148 A	23-10-1992
EP 1130262	A	05-09-2001	DE 10043842 A1	06-09-2001
			EP 1130262 A2	05-09-2001
DE 4444819	A	20-06-1996	DE 4444819 A1	20-06-1996
JP 08014164	A	16-01-1996	NONE	
DE 3824398	A	02-02-1989	DE 3824398 A1	02-02-1989
FR 2673676	A	11-09-1992	FR 2673676 A1	11-09-1992

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Int. — lokales Abkürzzeichen

PCT/IB 02/05187

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
 IPK 7 F04C2/14 F16N13/20 F01M1/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RESEARCHIERTE GEBIETE

Researchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F04C F16N F01M

Researchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die researchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 40 38 549 C (MERCEDES-BENZ AG) 9. Januar 1992 (1992-01-09) Spalte 2, Zeile 25 - Spalte 2, Zeile 66; Abbildung 1	1, 2
A	EP 1 130 262 A (VOLKSWAGENWERK AG) 5. September 2001 (2001-09-05) in der Anmeldung erwähnt Spalte 1, Zeile 35 - Spalte 6, Zeile 16; Abbildung 2	1
A	DE 44 44 819 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20. Juni 1996 (1996-06-20) Spalte 1; Abbildungen	1

-/-



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund abgegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benennung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"Z" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

14. März 2003

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

28/03/2003

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentkan 2  
 NL - 2280 HV Rijswijk  
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl  
 Fax (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Vedoato, L

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1996, no. 05, 31. Mai 1996 (1996-05-31) & JP 08 014164 A (UNISIA JECS CORP), 16. Januar 1996 (1996-01-16) Zusammenfassung ---	1
A	DE 38 24 398 A (BARMAG BARMER MASCHF) 2. Februar 1989 (1989-02-02) Spalte 2, Zeile 19 -Spalte 1, Zeile 58; Abbildungen 1,2 ---	1
A	FR 2 673 676 A (RENAULT ;FEV FORSCHUNGSGESELLSCHAFT ENE (FR)) 11. September 1992 (1992-09-11) Seite 4, Zeile 6 -Seite 7, Zeile 21; Abbildungen 2,4 -----	1

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Abkürzungen

PCT/IB 02/05187

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 4038549 C	09-01-1992	DE 4038549 C1 JP 4301148 A	09-01-1992 23-10-1992
EP 1130262 A	05-09-2001	DE 10043842 A1 EP 1130262 A2	06-09-2001 05-09-2001
DE 4444819 A	20-06-1996	DE 4444819 A1	20-06-1996
JP 08014164 A	16-01-1996	KEINE	
DE 3824398 A	02-02-1989	DE 3824398 A1	02-02-1989
FR 2673676 A	11-09-1992	FR 2673676 A1	11-09-1992